



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2012 年 8 月
碩士學位論文

두 개의 다른 증발온도를 가지는
이단압축 이산화탄소 사이클의
해석적 연구

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

申 銀 星

두 개의 다른 증발온도를 가지는
이단압축 이산화탄소 사이클의
해석적 연구

Analysis Study of a Two-stage Compression CO₂
Cycle with Two Different Temperature Evaporators

2012 年 8 月 24 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

申 銀 星

두 개의 다른 증발온도를 가지는
이단압축 이산화탄소 사이클의
해석적 연구

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2012 年 04 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

申 銀 星

申 銀 星의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪 明 錫 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 鄭 洛 奎 ①

委 員 朝鮮大學校 教授 曹 弘 鉉 ①

2012 年 05 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

| | |
|--|-----|
| Contents | i |
| List of figures | iii |
| List of tables | v |
| Nomenclature | vi |
| ABSTRACT | xi |
| | |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 제 1 절 연구 배경 | 1 |
| 제 2 절 국내·외 연구 동향 | 4 |
| 제 3 절 본 연구의 목적 | 7 |
| | |
| 제 2 장 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클 모델링 | 09 |
| 제 1 절 압축기(compressor) 모델링 | 12 |
| 제 2 절 가스쿨러(gascooler) 모델링 | 14 |
| 1. 냉매측 열전달상관식 | 19 |
| 2. 공기측 열전달상관식 | 21 |
| 제 3 절 증발기(evaporator) 모델링 | 22 |
| 1. 고온측 증발기 상관식 | 25 |
| 2. 저온측 증발기 상관식 | 37 |
| 제 4 절 EEV(electronic expansion valve) 모델링 | 38 |
| 제 5 절 플래시(flash) 및 믹서(mixer) 탱크 모델링 | 39 |

| | |
|--|--------|
| 제 3 장 해석 방법 및 조건 | 40 |
| 제 1 절 사이클 해석 방법 | 40 |
| 제 2 절 서리성장에 따른 증발기 성능해석 조건 | 42 |
| 제 3 절 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화 탄소 사이클 성능해석 조건 | 43 |
| 제 4 장 결과 및 고찰 | 45 |
| 제 1 절 서리성장에 따른 증발기 성능예측 모델 검증 | 45 |
| 1. Xia and Jacobi(2010)에 대한 증발기 검증 | 45 |
| 2. Moallem 등(2012)에 대한 증발기 검증 | 50 |
| 제 2 절 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화 탄소 사이클 성능에 대한 고찰 | 54 |
| 1. 서리성장에 따른 사이클 성능특성 | 54 |
| 2. 실외온도 변화에 따른 사이클 성능특성 | 60 |
| 3. 실외 공기의 풍속 변화에 따른 사이클 성능특성 | 67 |
| 4. 고단축 EEV 개도 변화에 따른 사이클 성능특성 | 73 |
| 제 5 장 결 론 | 79 |
| REFERENCE | 81 |

List of figures

| | | |
|-----------|--|----|
| Fig. 2.1 | Two-stage compression CO ₂ cycle on pressure-enthalpy diagram. | 11 |
| Fig. 2.2 | Schematic of a two-stage compression CO ₂ cycle. | 11 |
| Fig. 2.3 | Cross sectional view of a microchannel tube. | 15 |
| Fig. 2.4 | Schematic diagram of heat exchanger for both sides flow direction. | 16 |
| Fig. 2.5 | Cross section of the louver fin heat exchanger geometry. | 16 |
| Fig. 2.6 | Typical deviation of the flow by the louver. | 17 |
| Fig. 2.7 | Schematic of finite control volume method. | 17 |
| Fig. 2.8 | CO ₂ flow pattern map for Cheng et al.(2008). | 25 |
| Fig. 3.1 | Flow chart of the simulation model. | 41 |
| Fig. 4.1 | The CO ₂ flow pattern map for the present model. | 48 |
| Fig. 4.2 | Comparison of frost thickness with vapor quality. | 48 |
| Fig. 4.3 | Comparison of block ratio with vapor quality. | 49 |
| Fig. 4.4 | Comparison of cooling capacity with time. | 49 |
| Fig. 4.5 | The comparison of dimensionless frost thickness with time in an evaporator. | 53 |
| Fig. 4.6 | The comparison of capacity ratio with time in an evaporator. | 53 |
| Fig. 4.7 | Cycle variation with time on pressure-enthalpy diagram. | 57 |
| Fig. 4.8 | Comparison of frost thickness with vapor quality. | 57 |
| Fig. 4.9 | Comparison of block ratio with vapor quality. | 58 |
| Fig. 4.10 | Variation of cooling capacity with time. | 58 |
| Fig. 4.11 | Variation of compressor work with time. | 59 |
| Fig. 4.12 | Variation of COP with time. | 59 |

| | | |
|-----------|--|----|
| Fig. 4.13 | Cycle variation with outdoor temperature on pressure-enthalpy diagram. | 64 |
| Fig. 4.14 | Variation of cooling capacity with outdoor temperature. | 64 |
| Fig. 4.15 | Variation of compressor work with outdoor temperature. | 65 |
| Fig. 4.16 | Variation of COP with outdoor temperature. | 65 |
| Fig. 4.17 | Variation of mass flow rate ratio with outdoor temperature. | 66 |
| Fig. 4.18 | Variation of pressure ratio with outdoor temperature. | 66 |
| Fig. 4.19 | Cycle variation with outdoor air velocity on pressure-enthalpy diagram. | 70 |
| Fig. 4.20 | Variation of cooling capacity with outdoor air velocity. | 70 |
| Fig. 4.21 | Variation of compressor work with outdoor air velocity. | 71 |
| Fig. 4.22 | Variation of COP with outdoor air velocity. | 71 |
| Fig. 4.23 | Variation of mass flow rate ratio with outdoor air velocity. | 72 |
| Fig. 4.24 | Variation of pressure rate ratio with outdoor air velocity. | 72 |
| Fig. 4.25 | Cycle variation with 2 nd -stage EEV opening on pressure-enthalpy diagram. | 76 |
| Fig. 4.26 | Variation of cooling capacity with 2 nd -stage EEV opening. | 76 |
| Fig. 4.27 | Variation of compressor work with 2 nd -stage EEV opening. | 77 |
| Fig. 4.28 | Variation of COP with 2 nd -stage EEV opening. | 77 |
| Fig. 4.29 | Variation of mass flow rate ratio with 2 nd -stage EEV opening. | 78 |
| Fig. 4.30 | Variation of pressure ratio with 2 nd -stage EEV opening. | 78 |

List of tables

| | | |
|-----------|--|----|
| Table 1.1 | Thermophysical properties of several refrigerants | 3 |
| Table 2.1 | Coefficients C_1 to C_{10} are used of the curve fits of the data series with a constant superheat of 14.6K | 13 |
| Table 2.2 | Specifications of gas cooler | 18 |
| Table 2.3 | Specifications of high-temperature evaporator | 23 |
| Table 2.4 | Specifications of low-temperature evaporator | 24 |
| Table 2.5 | Definitions of variables | 35 |
| Table 2.6 | Constants in EEV correlation of eq. (2-57) | 38 |
| Table 3.1 | Environmental conditions for frost grow | 42 |
| Table 3.2 | Basic conditions | 44 |
| Table 3.3 | Variable simulation conditions | 44 |
| Table 4.1 | Heat exchanger geometric parameters | 45 |
| Table 4.2 | Heat exchanger geometric parameters | 50 |

Nomenclature

| | |
|-----------|---|
| A | : area (m^2) |
| A_a | : total air side surface area (m^2) |
| A_{fi} | : fin surface area (m^2) |
| A_{LD} | : dimensionless cross-sectional area occupied by liquid-phase (-) |
| A_{VD} | : dimensionless cross-sectional area occupied by vapor-phase (-) |
| $A_{p,o}$ | : outer surface area of tubes (m^2) |
| C_p | : specific heat (kJ/kgK) |
| D | : hydraulic diameter (m) |
| D_{eq} | : equivalent diameter (m) |
| f | : friction factor (-) |
| F_d | : fin depth (m) |
| F_h | : fin height (m) |
| F_t | : fin thickness (m) |
| Fr | : Froude number (-) |
| G | : mass velocity (kg/m^2s) |
| g | : gravitational acceleration (m^2/s) |
| h | : heat transfer coefficient (W/m^2K) |
| h_{LD} | : dimensionless vertical height of liquid (-) |
| h_{LV} | : latent heat of vaporization (J/kg) |
| j | : Colburn j factor (-) |
| k | : thermal conductivity (W/m^2K) |
| L | : length (m) |

| | |
|------------|---|
| L_α | : louver angle (°) |
| L_h | : louver height (m) |
| L_p | : louver pitch (m) |
| \dot{m} | : mass flow rate (kg/s) |
| Nu | : Nusselt number (-) |
| p | : pressure (MPa) |
| P_{iD} | : dimensionless perimeter of interface (-) |
| Pr | : Prandtl number (-) |
| q | : heat flux (W/m ²) |
| Q | : heat transfer rate (kW) |
| Re | : Reynolds number (-) |
| Re_{Lp} | : air side Reynolds number, based on louver pitch (-) |
| S | : nucleate boiling suppression factor (-) |
| T | : temperature (°C) |
| T_p | : tube pitch (m) |
| u | : mean velocity (m/s) |
| UA | : overall transport coefficient (W/K, for dry condition), (kg/s, for wet condition) |
| W | : power consumption (W) |
| We | : Weber number (-) |
| x | : vapor quality (-) |
| y_w | : thickness of condensate water film (m) |
| Y | : correction factor (-) |

Greeks

| | |
|--------------------|---|
| Δp | : pressure drop (Pa) |
| α | : absorption factor (-) |
| δ | : thickness (m) |
| ϵ | : wall roughness (m) |
| η_{fi} | : fin efficiency (-) |
| $\eta_{is,o}$ | : overall isentropic efficiency (-) |
| η_a | : surface effectiveness (-) |
| η_{vol} | : volumetric efficiency (-) |
| θ_{dry} | : dry angle of tube perimeter (rad) |
| θ_{strat} | : stratified flow angle of tube perimeter (rad) |
| μ | : dynamic viscosity (kg/ms) |
| ρ | : density (kg/m ³) |
| σ | : surface tension (N/m) |
| ε | : cross-sectional vapor void fraction (-) |
| ε_{IA} | : vapor void fraction at $x = x_{IA}$ (-) |
| ψ | : symbolizes any of the fitted values (-) |
| Γ | : dimensionless frost thickness (-) |

Subscripts

| | |
|-----------------|--------------------------|
| 0 | : initial |
| 1 st | : 1 st -stage |

| | |
|-----------------|--|
| 2 nd | : 2 nd -stage |
| a | : air side |
| A | : annular flow |
| B | : bubbly flow |
| cb | : convective boiling |
| comp | : compressor |
| crit | : critical |
| di | : dryout inception |
| dis | : discharge |
| de | : dryout completion |
| dryout | : dryout region |
| f | : frost |
| fi | : fin |
| flash | : flash tank |
| fric | : frictional |
| fs | : frost surface |
| H | : homogeneous |
| high-temp. | : high-temperature evaporator |
| I | : intermittent flow |
| IA | : intermittent flow to annular flow transition |
| in | : inlet |
| L | : liquid |
| LO | : considering the total vapor-liquid flow as liquid flow |
| m | : momentum |
| M | : mist flow |

min : minimum value
mixer : mixer tank
Mori : defined by Mori et al.(2000)
nb : nucleate boiling
orifice : orifice
out : outlet
r : refrigerant side
Slug : slug flow
stage : stage
static : static
strat : stratified flow
suc : suction
SW : stratified-wavy flow
t : throat
time : time
total : total
tp : two-phase flow
V : vapor
w : water
wall : tube wall
wavy : wavy flow
wet : on the wet perimeter

ABSTRACT

Analysis Study of a Two-stage Compression CO₂ Cycle with Two Different Temperature Evaporators

Shin, Eunsung

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

HCFC, which is widely used as a cooling agent in air conditioning systems is subject to international regulation regarding environmental pollution, global warming and ozone depletion. Among the alternatives, environment-friendly carbon dioxide generates a lot of interest because of its good compatibility with used materials and media and high production capacity. However, the refrigerant has many other thermodynamic characteristics compared with the existing subcritical cycle, which are cooling in supercritical region and high pressure operation of the system. Therefore, supercritical carbon dioxide system must improve the system performance, safety and reliability in order to compete with the existing subcritical system or replace previous used HVAC systems.

Generally, performance capacity of a heat pump using carbon dioxide is lower than that of subcritical refrigeration system because of large irreversibility during compression and gas cooling. Moreover, system reliability is rather low because of strong performance variation for variable outdoor temperature. For using in

commercial refrigeration systems, system performance reliability must be improved. For CO₂ heat pump the use of two-stage compression cycle offers the best means to this end. In earlier studies, performance research of the CO₂ cycle has been mainly performed for a single-stage compression cycle using analytical methods. Only few studies have considered CO₂ systems with two-stage compression cycle. Therefore, it is very important to analyze performance characteristics of the two-stage CO₂ compression cycle with differential temperature evaporators and find out optimal operating pressure and mass distribution.

In this study, the performance characteristics of a two-stage CO₂ system with two-different evaporator temperature have been analyzed according to outdoor air temperature, outdoor air velocity, and 2nd-stage EEV opening in order to increase the better understanding of the thermodynamic characteristics of the CO₂ cycle. Through the verification of evaporator model with frost growth, the frost growth with time shows a similar trends under same frost surface temperature condition. Beside, the variation of cooling capacity of the present model has the similar one of other studies. As a result of simulation on performance of two-stage compression cycle, the cooling COP decreases by 22.9%, 16.1%, 18.9%, and 19.4% for 0%, -10%, -20%, and -30% of non-frost cooling capacity, respectively, when outdoor temperature increases. When the air velocity increases, the cooling COP improves by 9%, 9.2%, 7%, and 7.1% for 0%, -10%, -20%, and -30% of non-frost cooling capacity. Besides, the system has the maximum cooling COP for -10%, -20% of non-frost cooling capacity when the 2nd-stage EEV opening is 56%. Maximum cooling COP for -30% of non-frost cooling capacity has 1.003 when the 2nd-stage EEV opening is 52%.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

최근 생활수준 향상과 산업의 발달에 따른 작업환경의 쾌적성에 대한 요구가 증가됨에 따라 냉난방기기의 사용이 급증하였으며 냉동공조 산업은 국내 5대 산업으로 성장하였다. 냉공공조기기 중에서 냉방시스템은 저온열원으로부터 열을 흡수하여 실내의 공기온도를 낮추고 이를 실외기 측의 고온열원으로 열을 방출시키는 장치로서 쾌적한 실내환경 조성 및 작업환경 개선 등에 필수적인 장치이다. 또한 화석연료의 무분별한 사용으로 인해 환경오염에 대한 인식이 바뀜으로서 이에 따른 규제 강화 및 기존에 사용되어 왔던 냉동공조 시스템을 대체하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 기존에 보급되어 있는 냉동공조 시스템은 CFCs, HCFCs 계열의 합성냉매를 사용하였으나 1989년 1월부터 발효된 오존층 파괴물질의 규제에 관한 국제협약인 몬트리올 의정서에 의해 규제되기 시작하였다. 이를 대체할 냉매로 HFCs 계열의 합성냉매가 최근까지 사용하고 있으나 이 또한 2005년 2월에 발효된 기후변화협약에 따른 온실가스 감축목표에 대한 교토의정서에 의해 규제대상이 되었다. 그러므로 이러한 국제적 정서에 발맞춰 환경친화적인 천연냉매를 적용한 냉난방시스템에 대한 연구가 절실히 요구되고 있는 실정이다.

천연냉매는 환경적인 측면에서 오존층을 파괴하지 않으며, 지구 온난화에 미치는 영향이 미미하다. 또한 화학적으로 안정하며, 열역학적 및 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용할 때 우수한 성능계수를 보인다. 세계적인 추세를 감안할 때, 기존의 냉동기에서 사용하는 CFCs, HCFCs 및 HFCs 계통의 냉매를 대체할 수 있는 천연냉매의 사용이 현실화 되고 있다. 유럽의 여러 나라에서는 대체냉매로서 천연냉매를 적용한 시스템의 적용과 개발이 매년 크게 늘고 있는 추세이다. 특히, Sanyo, Denso, Mitsubishi와 같은 제조업체들이 이산화탄소용 급탕시스템을 만들고 실제

시판하고 있다는 것도 주목할 사항이다. 현재 연구가 진행되고 있는 천연냉매는 이산화탄소, 암모니아, 프로판, 부탄 등이 있으나 암모니아의 경우 인체에 해로운 독성을 가지고 있으며 프로판 및 부탄 등의 탄화수소 냉매는 가연성이 있어 폭발위험성이 있다는 문제점을 가지고 있다. 하지만 이산화탄소는 인체에 무해하며 비가연성 물질로서 폭발에 대한 위험성이 없어 대체냉매로 적합한 특성을 많이 가지고 있다. 이산화탄소는 오래된 냉매중의 하나로 19세기 말부터 사용되기 시작하였으나 1930년대 초반에 안정성 및 높은 에너지 효율을 제공하는 합성냉매 개발로 인해 사용빈도가 떨어지게 되었다. 하지만 환경오염에 대한 인식이 높아짐에 따라 자연냉매인 이산화탄소에 대한 관심이 다시 높아지기 시작하였다.

이산화탄소는 Table 1.1과 같이 다른 냉매와 비교하였을 때 오존층파괴지수(ODP, Ozone Depletion Potential)는 0이고 지구온난화지수(GWP, Global Warming Potential)가 1로 매우 낮다. 또한 열역학적 물성치가 뛰어나고 작은 체적열용량을 가짐으로써 시스템 소형화에 유리한 장점을 가지고 있다. 하지만 이산화탄소를 냉매로 사용할 경우 시스템이 초월임계 사이클을 이루기 때문에 작동압력이 기존의 냉매를 사용한 사이클보다 5배 정도 높게 나타나 누설에 취약하며 가스쿨러의 입출구 온도차에 의한 비역성이 크게 나타나 낮은 사이클 성능을 갖는다. 또한 기존의 아임계 사이클과는 많이 다른 열역학적 특성을 가지므로 이를 이해하기 위해서는 초월임계 이산화탄소 사이클에 필요한 적절한 요소기기의 해석과 모델링이 매우 중요하다. 또한 이산화탄소 적용한 초월임계 시스템이 기존 아임계 시스템과 경쟁하기 위해서는 시스템의 고성능, 안전성 및 신뢰성 등이 동시에 확보되어야 하고 이를 적용한 시스템의 교체에 관한 문제도 존재한다.

일반적으로 이산화탄소를 적용한 시스템의 성능이 기존의 냉매를 적용한 사이클보다 낮으며 외기온도 변화에 따른 사이클의 성능 변화가 심해 사이클의 신뢰성이 낮음으로 이를 극복하기 위한 사이클 방안에 대한 구체적인 이해와 해석, 그리고 성능향상을 위한 방법에 대한 자세한 연구가 지속적으로 요구된다.

Table 1.1 Thermophysical properties of several refrigerants

| Refrigerants | R-12 CFC | R-22 HCFC | R-134a HFC | R-140A HFC-HFC (50/50) | R-717 | R-290 | R-744 |
|----------------------------------|---------------------------------|--------------------|----------------------------------|--|-----------------|-------------------------------|-----------------|
| Chemical | CCl ₂ F ₂ | CHClF ₂ | CH ₂ FCF ₃ | CH ₂ F ₂ / CHF ₂ CF ₃ | NH ₃ | C ₃ H ₆ | CO ₂ |
| ODP/GWP | 1/7100 | 0.05/1500 | 0/1200 | 0/1730 | 0/0 | 0/3 | 0/1 |
| Flammable /toxicity | N/N | N/N | N/N | N/N | Y/Y | Y/N | N/N |
| Cost (relatively) | 1 | 1 | 3-5 | 5 | 0.2 | 0.1 | 0.1 |
| Molecular weight [kg/kmol] | 120.9 | 86.5 | 102.0 | 72.6 | 17.0 | 44.1 | 44.0 |
| Boiling temp. [°C] | -29.8 | -40.8 | -26.2 | -52.7 | -33.3 | -42.1 | -78.5 |
| Critical temp. [°C] | 112.0 | 96.2 | 101.2 | 72.1 | 132.3 | 96.7 | 31.1 |
| Critical press. [MPa] | 4.16 | 4.99 | 4.07 | 4.95 | 11.33 | 4.24 | 7.38 |
| Capacity [kJ/m ³] | 2734 | 4356 | 2868 | 6763 | 4382 | 3907 | 22545 |
| Commonly use /regulation | 1931/1935 | 1936/2029 | 1990/- | 1998/- | 1859/- | -/- | 1869/- |

제 2 절 국내·외 연구 동향

국외에서 더 활발히 진행되고 있는 이산화탄소 사이클에 대한 연구는 이제 미국, 일본, 유럽을 비롯하여 국내에 이르기까지 전세계적으로 진행되고 있다. 현재까지 이산화탄소를 적용한 연구는 자동차용 냉방시스템, 온수 가열 열펌프, 자판기용 열펌프, 대형 슈퍼마켓 시스템, 그리고 세탁기 등에 시험적으로 개발되었으며 이중 자동차용과 급탕시스템은 이미 개발되어 판매되고 있다. 이에 비하여 국내에서는 이산화탄소를 적용한 시스템에 대한 연구는 거의 미미하고 특히 이단압축 사이클에 대한 연구는 거의 전무한 실정이다. 이산화탄소 사이클과 같이 낮은 냉방성능을 가지는 사이클은 성능향상이 크게 요구되고 신뢰성 확보가 중요함으로 이에 해당하는 이산화탄소 적용 이단압축 사이클에 대한 연구는 현실적으로 필요하나 이에 해당하는 연구는 일부 대학에서 진행되어 왔으며 아직도 기초연구를 진행 중이다. 따라서 기후협약 규제에 적절히 대응하면서 냉동공조 시스템에 대한 이해를 높이고 이를 적용하여 산업전반의 국제적인 경쟁력을 확보하기 위해서는 천연냉매인 이산화탄소를 적용한 시스템의 성능특성과 향상에 관한 연구는 지속적으로 수행되어야 한다.

이산화탄소 사이클의 성능향상과 최적화에 대한 국외 연구 동향을 살펴보면 먼저 Sarkar 등(2004, 2006)은 해석적 방법을 이용하여 여러 가지 이산화탄소 사이클에서 토출압력 변화에 따른 성능을 고찰하고 이에 시스템의 성능유지를 위한 최적의 토출압력에 대한 연구를 진행하였으며, Chen 등(2005)은 내부열교환기(internal heat exchanger)를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러 압력변화에 따른 성능변화를 예측하고 가스쿨러 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 또한 Stene(2005)는 가정용 이산화탄소 열펌프와 급탕시스템(water heater)을 같이 구성하여 각각의 운전조건에 따른 성능평가를 해석과 실험적 방법을 이용하여 동시에 진행하였다. Kobayashi 등(2008)은 이산화탄소 열펌프의 난방과 급탕 실험을 수행하

여 저온 외기조건에서 난방성능 향상을 위한 연구를 진행하였다.

이러한 이산화탄소를 적용한 사이클의 성능향상에 관한 연구 중에 이단압축 사이클에 대한 연구도 극히 드물게 진행되었다. 이산화탄소 사이클은 압축과정에서 큰 압력차를 요구함으로 중간냉각기(intercooler)를 적용한 이단압축 사이클을 적용하는 경우 성능향상을 기대할 수 있다. 그러나 이때 중간냉각기 압력에 의하여 압축기의 성능이 크게 변화하고 이에 시스템의 성능 및 신뢰성이 또한 변화함으로 이에 해당하는 열역학적 사이클을 이해하고 이를 최적화하는 것은 매우 중요하다. Huff 등(2002)은 이단압축 중간냉각 사이클의 성능을 중간냉각 압력변화에 따라 일반적인 아임계 사이클과 비교하는 연구를 해석적 방법을 이용하여 수행하였다. Agrawal 등(2007)은 이단압축 사이클에서 여러 가지 운전조건에 따른 성능 변화 및 최적의 중간 압력에 대한 특성을 해석적으로 고찰하였다. Sawalha(2008)은 이산화탄소를 적용한 초월임계 사이클을 이루는 슈퍼마켓 냉동시스템의 성능을 모델링하여 사이클을 설계하였으며, Cecchinato 등(2009)은 이단압축 이산화탄소 시스템의 다양한 열역학적 역사이클의 성능에 대한 연구를 진행하였으며 이에 따른 각각의 사이클들의 성능특성을 비교·분석하였다.

국내 연구로서 Kim 등(2002)이 이산화탄소를 이용한 온수용 열펌프의 성능특성에 관한 연구와 R744-R134a, R744-R290의 오토캐스케이드(auto-cascade) 사이클의 성능을 비교 및 고찰하였다. Kim 등(2004)은 이산화탄소를 적용한 사이클에 대한 전반적인 특징과 여러 가지 구성요소의 특성에 대하여 정리하여 보고하였다. Hwang 등(2004)은 중간냉각을 이용한 이단압축 사이클의 기본적인 운전특성을 연구하였으며, Baek 등(2002, 2005)은 piston-cylinder 형태의 팽창기를 적용한 사이클에 대하여 이론과 실험적 연구를 동시에 수행하였다. Cho 등(2006)은 이단압축 사이클의 최적 운전에 관한 실험적 연구를 진행하였으며, 성능향상을 위해 내부열교환기, 인터쿨러 등을 사용하여 이산화탄소 시스템의 성능을 고찰하였다. 또한 Kim 등(2006)은 이단압축 이산화탄소 에어컨 사이클에서 기존 R410A용으로 설계된 스크롤 압축기

의 선회 스크롤 및 고정 스크롤 형상을 갖는 일체형 스크롤 팽창기 및 스크롤 압축기 유닛의 해석적 모델을 가지고 여러 가지 운전조건에서 이산화탄소 사이클의 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

그러나 이전의 연구에서 보듯 이산화탄소 사이클의 성능향상을 위한 이단압축 사이클에 대한 연구는 대부분 해석적 방법으로 이루어져 있다. 또한 해석적 연구를 통한 명확한 초월임계 이단압축 사이클의 열역학적 해석과 그 성능향상에 대하여 고찰하고 이해할 만한 연구를 진행된 적은 없다. 특히, 두 개의 다른 온도를 가지는 증발기를 적용한 사이클의 경우 그 적용 범위가 넓고 사이클을 최적제어하기에 많은 변수들을 고려하여야 하고 이들에 대한 영향을 명확하게 규명해야 하기 때문에 이전에 연구에서 조차도 유사한 연구는 진행된 적이 없으며 그 적용범위나 기대효과를 고려할 때 이에 대한 연구가 절실히 요구된다고 할 수 있다.

제 3 절 본 연구의 목적

현재 선진국에서는 이산화탄소 냉매를 이용한 냉동시스템의 개발에 필요한 기초 연구 및 응용기술에 대한 연구가 빠르고 활발히 이루어지고 있다. 현재까지 이산화탄소를 적용한 자동차용 냉방시스템 및 온수 가열 열펌프, 대형 쇼케이스, 그리고 자판기 등이 개발되어 일부는 시장에 판매 중에 있다. 또한 미국과 구미 선진국에서는 냉방뿐만 아니라 건물환기, 온수급탕 및 난방까지도 가능한 다목적 열펌프를 이미 사용하고 있으며 대형 마트에서의 쇼케이스 및 냉동시스템에 적용되고 있음으로 이산화탄소에 관한 연구 또한 활발히 이루어지고 있다. 이러한 국제적인 분위기에 발맞춰 이산화탄소를 적용한 이단압축 냉방시스템의 사이클 해석에 대한 연구는 이단압축 및 초월임계 사이클에 대한 이해뿐만 아니라 시스템 성능향상에 대한 구체적인 데이터를 얻고 이를 분석하여 이단압축을 적용한 사이클의 성능예측을 통한 실제품 개발에 이바지할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 이단압축 사이클에 필요한 각각의 구성요소를 EES (engineering equation solver) 프로그램을 통하여 모델링한 후 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클을 구성하였다. 이를 모델링한 후 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클의 성능특성을 파악하기 위해 각각의 열교환기의 공기측 입구 값을 KS C 9305-96의 해석조건을 이용하였다. KS C 9305-96의 해석조건을 이용하여 사이클을 해석하면 증발기의 핀과 관부분에 서리가 성장하게 된다. 일반적으로 쇼케이스 및 냉동시스템의 경우 서리성장에 따라 증발기의 용량이 급격히 감소하고 이에 시스템 성능이 크게 감소하기 때문에 서리성장에 따른 성능해석은 중요하다. 따라서 Xia and Jacobi(2010)와 Moallem 등(2012)의 실험값을 통하여 증발기의 서리성장에 따른 증발기 비교·검증을 수행하였다. 또한 비교·검증된 증발기를 사이클에 적용하여 무착상조건 및 서리성장에 의해 총 냉방용량이 10% 20%, 30% 감소한 사이클의 실외온도, 실외 공기풍속 및 고단축

EEV 개도를 변화시켜 가면서 성능해석을 수행하였다. 본 연구를 통하여 이산화탄소를 적용한 이단압축 사이클의 해석기법은 물론 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클의 성능에 대한 기초적인 성능데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클 모델링

이산화탄소 사이클의 경우 기존의 사이클보다 성능이 낮기 때문에 이를 해결하기 위해서 많은 연구들이 진행 중에 있다. 그 중 이단압축 냉동사이클은 Fig. 2.1의 P-h에 나타내었는데 단단 사이클에 비해 이단압축을 함으로서 각단의 압축기에서의 압력비를 최적화함으로써 압축기 소요동력을 줄일 수 있으며, 믹서탱크(mixer tank)를 통하여 중간냉각됨으로 열팽창이나 열응력의 영향을 적게 하여 효율의 저하, 실린더의 과열, 윤활의 장애 등을 방지해 주는 장점을 가지고 있다. 본 연구에서는 플래시 탱크와 믹서 탱크사이에 증발기를 추가 구성함으로써 이단압축 사이클의 적용범위가 확대되어 실제 시스템에 적용할 수 있는지에 대한 신뢰성 및 안정성 그리고 적용 가능한 시스템의 성능데이터를 필요로 할 것이다.

초월임계 이산화탄소 시스템의 성능해석을 진행하기 위해서는 각각의 구성요소들에 대한 모델링이 우선적으로 필요하다. 이를 위해서 압축기, 가스쿨러, 팽창장치, 그리고 증발기에 대한 구성요소들의 해석적 모델이 요구되며 이후 이단압축 사이클을 구성할 수 있는 플래시 탱크에 대한 모델링이 이루어져야 한다. 본 연구에서 설계한 이단압축 이산화탄소 사이클은 Fig. 2.2와 같이 두 개의 압축기, 전자팽창밸브, 증발기와 한 개의 응축기, 플래시 탱크(flash tank), 믹서 탱크(mixer tank)로 구성되어 있다. 고단축 압축기에서 토출된 냉매(Fig. 2.1에서 4)는 가스쿨러에서 냉각(Fig. 2.1에서 4, 5)되고 고단축 EEV(Fig. 2.1에서 5)에서 일단 팽창된 후 플래시 탱크(Fig. 2.1에서 6)로 유입된다. 플래시 탱크에서 액냉매의 일부는 압력차에 의하여 저단축 EEV(Fig. 2.1에서 7)를 통과 후 저온측 증발기로 유입(Fig. 2.1에서 9)되고 나머지 냉매는 고온측 증발기를 통과(Fig. 2.1에서 8, 10)한 후 저단축 압축기 토출냉매와 혼합(Fig. 2.1에서 3)되어 고단축 압축기로 유입(Fig. 2.1에서 3)된다. 이 때 저단축을 통과한 고온의 냉매온도가 저하되기 때문에 고단축 압축기로 들어가는

냉매의 온도와 엔탈피를 낮출 수 있다. 이는 압축기의 체적효율을 향상시키고 운전 조건 변화에 따른 시스템의 신뢰성을 향상시킨다.

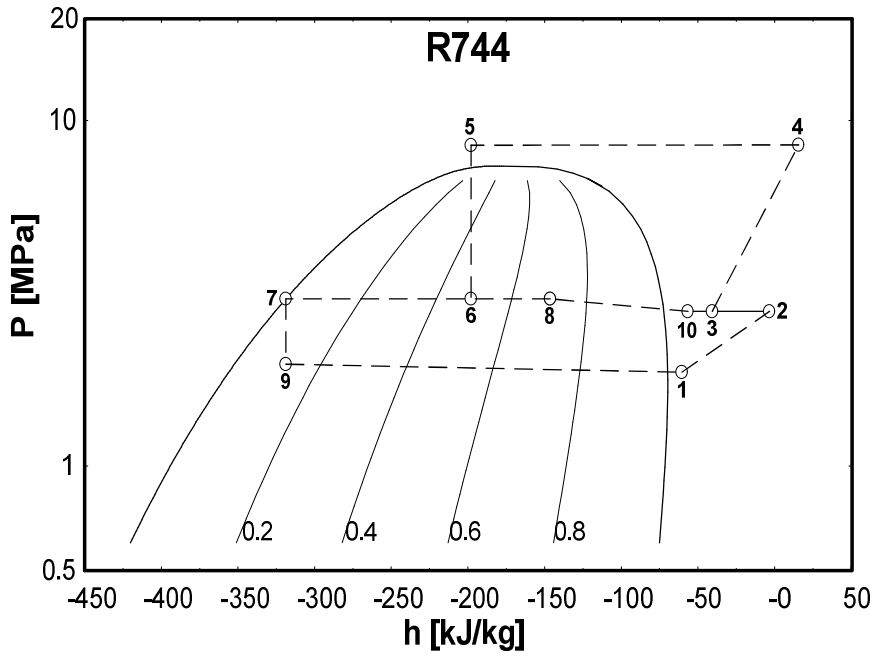


Fig. 2.1 Two-stage compression CO₂ cycle on pressure-enthalpy diagram.

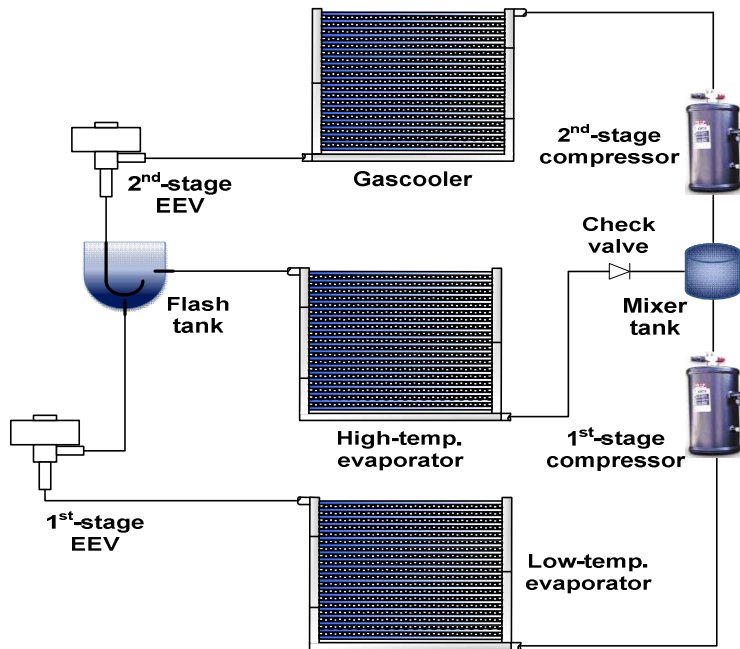


Fig. 2.2 Schematic of a two-stage compression CO₂ cycle.

제 1 절 압축기(compressor) 모델링

이산화탄소 사이클은 높은 압력조건에서 작동하기 때문에 누설에 대한 문제점이 존재하게 된다. 따라서 압축기 모델링은 고압에서 높은 효율과 신뢰성을 가지며 누설에 강한 밀폐형 로터리타입 이단 압축기를 해석의 대상으로 사용하였다. 밀폐형 로터리 형태의 이단압축 이산화탄소 압축기의 압축과정은 Hubacher and Groll(2003)의 압축기 상관식을 이용하였다. Hubacher and Groll(2003)가 해석한 압축기 정격회전수는 4800 rpm이며 Brushless DC-motor를 사용한 고온가스 바이패스(hot-gas bypass) 설계를 통하여 압축기 토출압력과 과열도 변화에 따른 압축기 성능 실험을 수행하였다. 압축기 토출압력에 대한 성능실험의 경우 11.1K으로 과열도를 일정하게 고정한 상태에서 증발온도 -23.3, -12.2, -3.9, 7.2, 12.8°C에 따른 압축기 토출압력을 6.9에서 12.41 MPa로 변화시켜 성능데이터를 측정하였다. 또한 과열도 변화에 따른 성능 실험의 경우 증발온도를 7.2°C(4.2 MPa)로 일정하게 고정한 상태에서 과열도 변화가 5.6에서 22.5K일 때 압축기 토출압력을 6.9에서 12.41 MPa로 변화시켜 성능데이터를 측정하였다. 본 논문에서는 서리성장에 따른 사이클 해석을 수행하기 위해 압축기 토출압력 변화에 따른 체적효율, 등엔트로피 효율, 질량유량, 압축기 소요동력, 압축기 토출온도에 관한 상관식 (2-1)을 이용하여 이단압축 이산화탄소 압축기 모델링을 수행하였다.

$$\psi = C_1 + C_2 \cdot p_{suc} + C_3 \cdot p_{suc}^2 + C_4 \cdot p_{suc}^3 + C_5 \cdot p_{dis} + C_6 \cdot p_{dis}^2 + C_7 \cdot p_{dis}^3 + C_8 \cdot p_{suc} \cdot p_{dis} + C_9 \cdot p_{suc} \cdot p_{dis}^2 + C_{10} \cdot p_{suc}^2 \cdot p_{dis} \quad (2-1)$$

식 (2-1)의 수식은 ANSI/ARI Standard 540(1999)에서 사용하는 3-degree 다항식이며 압축기 해석에 중요한 모든 매개변수가 포함되어 있다. 또한 $C_1 \sim C_{10}$ 은 식 (2-1)에서 사용하는 상수항으로 Table 2.1에 상세하게 나타내었다.

Table 2.1 Coefficients C_1 to C_{10} are used of the curve fits of the data series with a constant superheat of 14.6K

| | η_{vol} | $\eta_{is,o}$ | \dot{m}_r | W_{comp} | T_{dis} |
|----------|--------------|---------------|-------------|-------------|-------------|
| Units | [-] | [-] | [kg/s] | [W] | [°C] |
| C_1 | 7.7367E-01 | -2.7826E-01 | 2.6572E-03 | 5.4656E+02 | 9.3205E+01 |
| C_2 | 2.7004E-01 | 8.9548E-03 | 4.4274E-03 | 2.5060E+02 | -8.3652E+01 |
| C_3 | -6.2977E-02 | -2.6971E-02 | 6.4495E-04 | -1.4927E+02 | 1.6954E+01 |
| C_4 | 6.8482E-03 | 9.7697E-04 | 3.3585E-05 | 8.7985E+00 | -1.5621E+00 |
| C_5 | -9.4109E-02 | 2.5574E-01 | -1.0755E-03 | -8.1487E+01 | 2.6068E+01 |
| C_6 | 8.5564E-03 | -2.8353E-02 | 1.0814E-04 | 9.9727E+00 | -1.3483E+00 |
| C_7 | -3.9895E-04 | 9.8640E-04 | -7.8622E-06 | -2.2334E-01 | 4.9352E-02 |
| C_8 | 4.6579E-03 | 2.5839E-02 | -9.8060E-06 | 5.2913E+01 | -3.5609E-01 |
| C_9 | 8.6916E-04 | -9.8481E-04 | 3.6160E-05 | -1.9199E+00 | -1.1471E-01 |
| C_{10} | -2.9343E-03 | -1.7059E-04 | -1.0243E-04 | 1.8116E+00 | 3.3808E-01 |
| R^2 | 99.15% | 96.96% | 99.99% | 99.91% | 99.95% |

제 2 절 가스쿨러(gascooler) 모델링

이산화탄소 냉매는 기본의 냉매에 비해 작은 체적열용량을 갖기 때문에 시스템 소형화에 매우 유리한 조건을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 장점을 활용하여 수평관형 마이크로채널을 적용한 가스쿨러를 해석의 대상으로 설정하였다. 마이크로채널은 직경이 0.79 mm로 11개의 포트 수를 가지며, 냉매는 고르게 분배하여 유동한다고 가정하였다. 가스쿨러의 자세한 사양은 Fig. 2.3에 나타내었다.

마이크로채널 가스쿨러의 전체 냉매유동은 Fig. 2.4와 같이 총 20개의 관에서 5개씩 나누어 냉매의 유동의 방향을 반대로 흐를 수 있게 설계하였으며, 총 가스쿨러 크기는 Fig. 2.4의 가스쿨러 4개를 병렬로 연결하여 마이크로채널 형태의 가스쿨러를 모델링 하였다.

이산화탄소 사이클에서 가스쿨러는 압축기에서 토출된 고온고압의 냉매를 냉매의 온도보다 낮은 2차 유체와의 열교환을 통하여 저온고압으로 낮추는 시스템의 구성요소중 하나이다. 본 논문에서 사용한 2차 유체는 외기에 있는 공기를 이용하였으며, 냉매와 직교하여 열교환할 수 있게 설계하였다. 또한, 냉매와의 열전달 성능을 향상시키기 위해 마이크로채널에 루버핀을 적용하여 모델링을 수행하였다. 루버핀의 모습과 공기의 유로는 Fig. 2.5와 Fig. 2.6 같으며 루버핀을 열교환기에 적용할 경우 일반 평판핀과 달리 루버핀에 의하여 불연속적인 표면이 만들어 지고, 그 위에 기존의 경계층 두께보다 얇은 여러 개의 경계층이 발달하여 전열면에서의 열저항이 감소되어 결국 열전달계수를 향상시킬 수 있다. Table 2.2는 본 연구에서 설계한 이산화탄소를 냉매로 한 가스쿨러의 사양을 자세히 나타내고 있다.

공기를 2차 유체로 열교환하는 가스쿨러 모델링은 Fig. 2.7에 나타내듯이 전체열교환기의 임의의 일부분을 제어체적으로 설정하고, 냉매와 공기 사이에 에너지 및 질량방정식을 이용하여 각 상태량을 계산하는 미소요소접근법을 이용하였다. 즉, 전체 열교환기의 일부분을 제어체적으로 설정하고 냉매와 공기 사이에 에너지 방

정식과 질량보존 방정식을 사용하여 공기와 냉매의 출구상태를 각각 계산하고 계산된 값들은 다음 제어체적의 입구조건으로 사용하여 전체 열교환기의 시뮬레이션을 수행하였다. 모델링에 대한 해석은 열교환기 전체를 같은 길이로 여러 구간을 나누어서 한 구간에서 입구조건을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환 관계식을 계산하여 출구조건을 구한 후, 계산된 출구조건을 다음 구간의 입구조건으로 하여 출구조건을 구하는 관순법(tube-by-tube method)을 적용하였다.

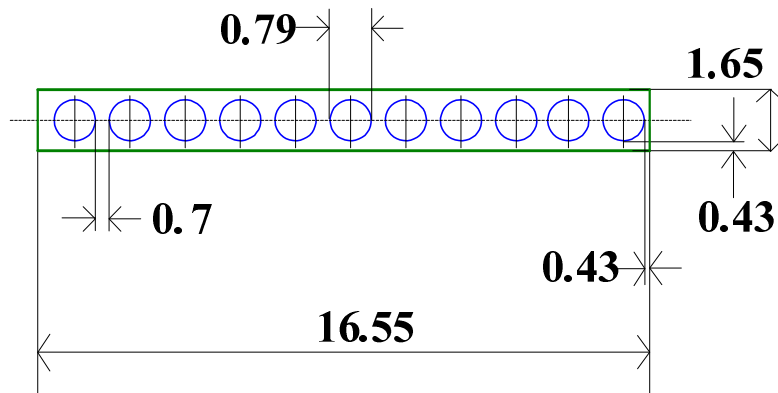


Fig. 2.3 Cross sectional view of a microchannel tube.

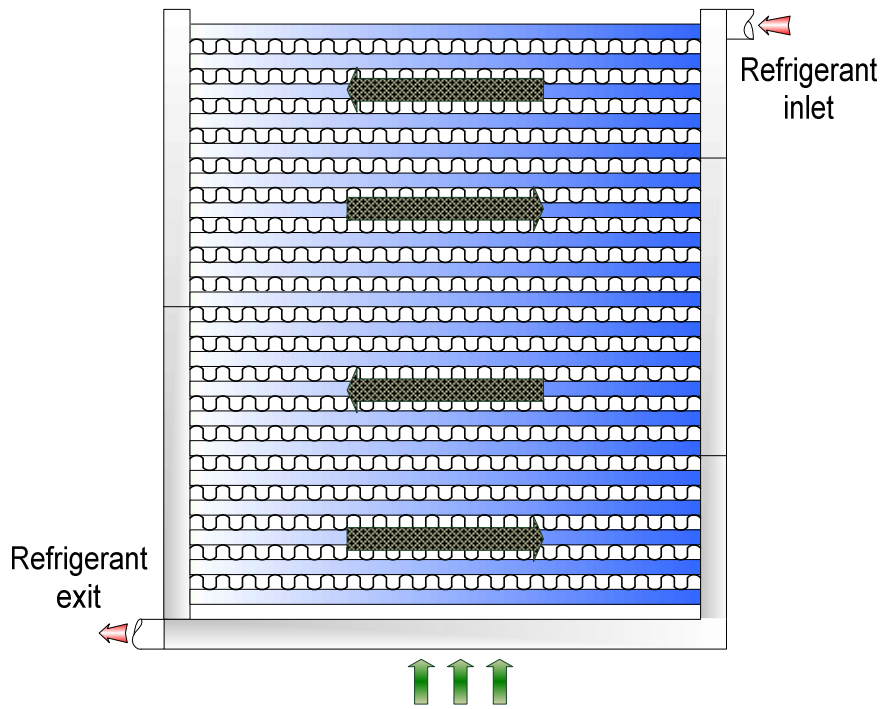


Fig. 2.4 Schematic diagram of heat exchanger for both sides flow direction.

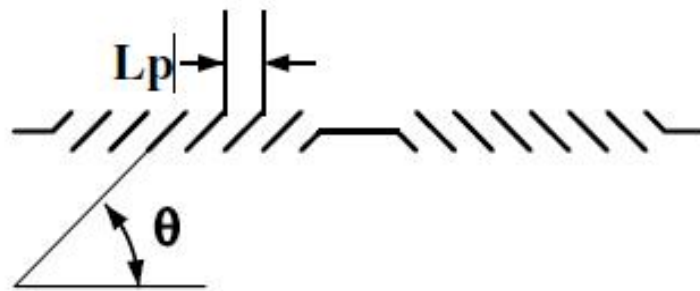


Fig. 2.5 Cross section of the louver fin heat exchanger geometry.

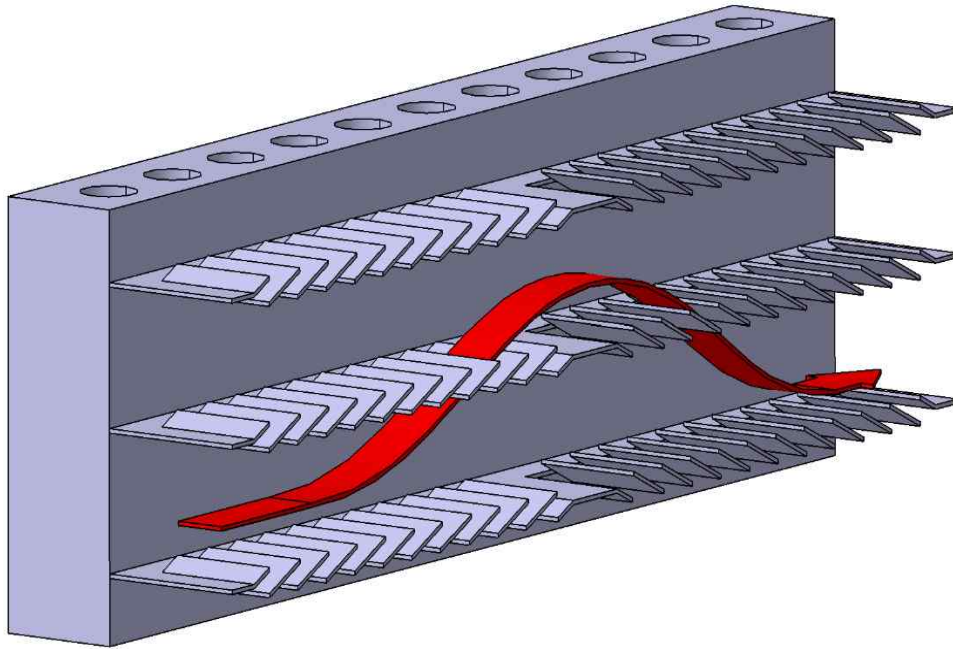


Fig. 2.6 Typical deviation of the flow by the louver.

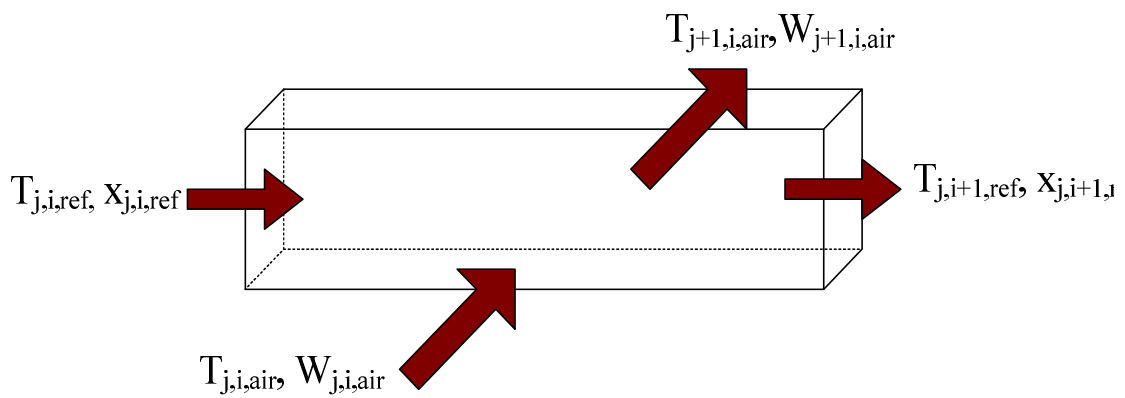


Fig. 2.7 Schematic of finite control volume method.

Table 2.2 Specifications of gas cooler

| | Item | Specification |
|----------------------|-------------------|---------------|
| Total heat exchanger | Height(mm) | 843.2 |
| | Width(mm) | 167.5 |
| Tube | Port diameter(mm) | 0.79 |
| | Port number | 11 |
| | Depth(mm) | 16.55 |
| | Pitch(mm) | 10.54 |
| | Thickness(mm) | 1.65 |
| Fin | Depth(mm) | 16.55 |
| | Height(mm) | 8.89 |
| | Pitch(mm) | 1.65 |
| | Thickness(mm) | 0.1 |
| | Louver height(mm) | 7.16 |
| | Louver pitch(mm) | 1.7 |
| | Louver angle(°) | 23 |
| Material | | Al |

1. 냉매측 열전달상관식

마이크로채널 관 내부에 흐르는 이산화탄소 냉매의 열전달 해석을 수행하기 위해 공기와 냉매의 열손실이 없다고 가정하고 ε -NTU 방법을 사용하여 공기측 출구 온도 값을 구하며 상관식 (2-2)을 통하여 공기측의 미소체적에 대한 열전달량을 구하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (2-2)$$

본 연구에서 냉매측 열전달계수는 계산하기 위해 초임계상태에서 비교적 높은 정확도를 나타내는 Gnielinski(1976)가 제안한 상관식을 사용하였으며 이중 누셀트 수 Nu (Nusselt number)와 마찰계수 f (coefficient of friction)는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2-3)$$

$$0.5 < Pr < 2000; \quad 2300 < Re < 5 \times 10^5$$

여기서, 마찰계수 f 는 Filonenko 상관식을 사용하여 누셀트수를 계산하였으며 이는 다음과 같다.

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (2-4)$$

초임계 영역에서 이산화탄소의 유동은 단상유동 형태와 흡사하기 때문에 일반적

으로 단상유동에 많이 쓰이는 압력강하 상관식을 이용하여 예측하는 것이 합리적이다. 따라서 마이크로채널 가스쿨러에서 마찰에 의한 단상유동 압력강하 상관식은 다음과 같다.

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{G^2}{2\rho} \quad (2-5)$$

여기서, 마찰계수는 f 는 Churchill(1977) 상관식을 사용하였으며 이는 다음과 같다.

$$f = 8 \left\{ \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left[\left(2.457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27\epsilon} \right)} \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right]^{-3/2} \right\}^{1/12} \quad (2-6)$$

본 연구에서 계산한 냉매측 압력강하는 헤더(header)와 90° 엘보(elbow) 부분을 제외하고 일반적으로 냉매와 공기가 열교환하는 부분만 위의 압력강하 상관식을 적용하여 계산하였다.

2. 공기측 열전달상관식

이산화탄소 냉매와 직교류로 열교환하는 공기측 열전달계수 및 압력강하를 계산하기 위해 Kim and Bullard(2001)이 제안한 건표면 조건에서의 j-factor와 f-factor를 적용하였으며 상관식은 다음과 같이 표현된다.

$$j = Re_{L_p}^{-0.487} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.13} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.235} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.279} \left(\frac{F_t}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2-7)$$

$$f = Re_{L_p}^{-0.781} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-1.682} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0.818} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{1.97} \quad (2-8)$$

위 수식은 자승 평균 평방근(root-mean-square)의 오차가 각각 ± 14.5 , $\pm 7\%$ 이며, $Re_{L_p}=100-600$, $F_p/L_p < 1$ 의 범위에서 상관식을 사용할 수 있다.

또한, 건표면 조건에서 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 Kim and Bullard (2002)의 상관식을 이용하여 해석을 수행하였다.

$$\eta_{fi} = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_{fi}F_t} \left(1 + \frac{F_t}{F_d} \right)}, \quad l = \frac{F_h}{2} - F_t \quad (2-9)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{A_{fi}}{A_a} (1 - \eta_{fi}) \quad (2-10)$$

위의 상관식을 통하여 계산되는 총괄열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\delta_{wall}}{k_{wall} A_{wall}} + \frac{1}{\eta_a h_a A_a} \quad (2-11)$$

제 3 절 증발기(evaporator) 모델링

일반적인 이단압축 사이클과 다르게 본 연구에서 설계된 이단압축 이산화탄소 사이클은 저단 및 중간단에 서로 다른 증발온도를 갖는 열교환기가 구성되어 있기 때문에 작동 조건 및 크기 등이 달라진다. 특히, 저온측 증발기의 경우 매우 낮은 온도에서 작동하기 때문에 조건에 맞는 범위의 상관식을 적용하여 용량을 예측하는 것이 중요하다. 따라서 서로 다른 증발온도를 갖는 이단압축 사이클의 성능을 해석하기 위해 해석조건 범위에 포함되는 상관식을 적용하여 고온 및 저온측 증발기를 모델링하였다. 해석에 사용한 증발기는 가스쿨러와 동일하게 포트 개수가 11개이며, 직경이 0.79 mm인 마이크로채널 관에 루버핀을 적용한 열교환기로 설계하였다. 또한, 냉매의 유동방향, 공기와의 열교환 방식 및 열교환기 해석방법도 동일하게 수행하였으며, 4개의 열교환기를 병렬로 연결하고 냉매는 고르게 분배된다고 가정하였다. 고온 및 저온측 증발기의 자세한 사양을 각각 Table 2.3과 Table 2.4에 나타내었다.

Table 2.3 Specifications of high-temperature evaporator

| | Item | Specification |
|----------------------|-------------------|---------------|
| Total heat exchanger | Height(mm) | 843.2 |
| | Width(mm) | 311.4 |
| Tube | Port diameter(mm) | 0.79 |
| | Port number | 11 |
| | Depth(mm) | 16.55 |
| | Pitch(mm) | 10.54 |
| | Thickness(mm) | 1.65 |
| Fin | Depth(mm) | 16.55 |
| | Height(mm) | 8.89 |
| | Pitch(mm) | 1.65 |
| | Thickness(mm) | 0.1 |
| | Louver height(mm) | 7.16 |
| | Louver pitch(mm) | 1.7 |
| | Louver angle(°) | 23 |
| Material | | Al |

Table 2.4 Specifications of low-temperature evaporator

| | Item | Specification |
|----------------------|-------------------|---------------|
| Total heat exchanger | Height(mm) | 843.2 |
| | Width(mm) | 290.8 |
| Tube | Port diameter(mm) | 0.79 |
| | Port number | 11 |
| | Depth(mm) | 16.55 |
| | Pitch(mm) | 10.54 |
| | Thickness(mm) | 1.65 |
| Fin | Depth(mm) | 16.55 |
| | Height(mm) | 8.89 |
| | Pitch(mm) | 1.65 |
| | Thickness(mm) | 0.1 |
| | Louver height(mm) | 7.16 |
| | Louver pitch(mm) | 1.7 |
| | Louver angle(°) | 23 |
| Material | | Al |

1. 고온측 증발기 상관식

가. 냉매측 열전달상관식

공기와 열교환하는 이산화탄소 냉매의 비등열전달(boiling heat transfer)을 계산하기 위해 Cheng-Ribatski-Wojtan-Thome(2006)의 상관식을 Update한 Cheng 등(2008)이 제안한 상관식을 사용하였다. Cheng 등(2008, Part I, II)의 상관식은 수평관에서 관 직경 0.6~10 mm, 질량유속(mass velocity) 50~1500 kg/m², 열유속(heat flux) 1.8~46 kW/m², 포화온도 -28~+25°C, 환상압력(reduced pressure) 0.21~0.87로 넓은 범위의 영역에서 사용이 가능하다. 또한, Fig. 2.8에서 볼 수 있듯이 이상(two-phase)영역을 슬러그류(slug flow), 슬러그류/성층-파형류(stratified-wavy flow), 성층-파형류, 기포류(bubble flow), 간헐류(intermittent flow), 환상류(annular flow), 드라이아웃(dryout), 분무류(mist flow) 영역으로 나눔으로서 각각의 영역에서 비등열전달 상관식을 적용하여 이산화탄소 냉매의 유동특성을 파악할 수 있다. 본 논문에서는 모든 영역의 상관식을 이용하여 증발기 해석을 수행하였다.

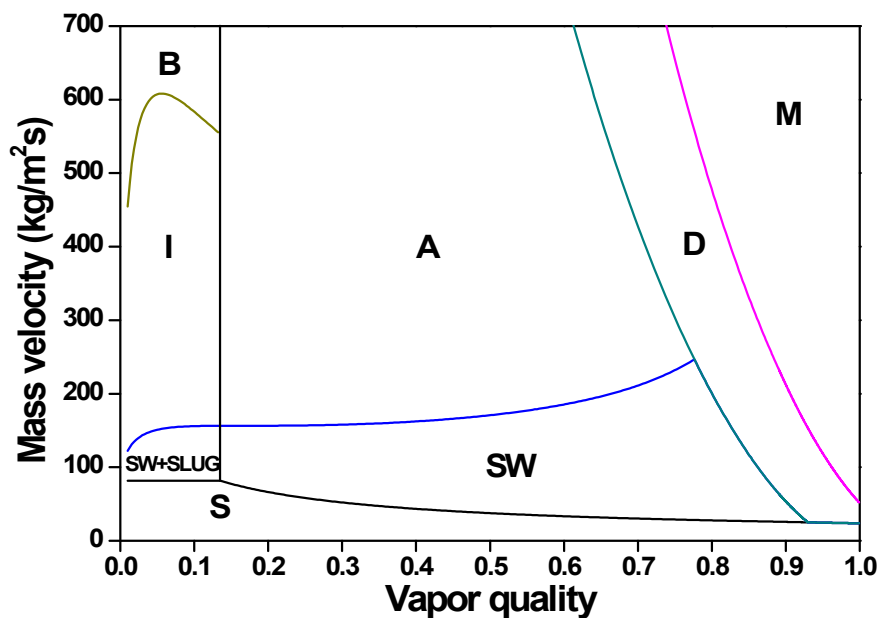


Fig. 2.8 CO₂ flow pattern map for Cheng et al.(2008).

Fig. 2.8을 보면 일정한 질량유속에서 건도가 증가함에 따라 이산화탄소 냉매의 유동특성이 변화하게 된다. 마이크로채널을 적용한 이산화탄소 냉매의 유동특성을 파악하기 위해서 각 영역의 전이 경계(transition boundary) 상관식을 이용하여 모델링하였다.

■ 성층-파형류 영역(Stratified-wavy flow region):

- *slug zone* : $G > G_{wavy}(x_{IA})$
- *slug/stratified-wavy zone* : $G_{strat} < G < G_{wavy}(x_{IA})$ and $x < x_{IA}$
- *stratified-wavy zone* : $G_{strat} < G < G_{wavy}$ and $x \geq x_{IA}$

■ 간헐류와 기포류의 전이 경계(Intermittent to bubbly flow(I-B) transition boundary):

$$G_B = \left\{ \frac{256 A_{VD} A_{LD}^2 D_{eq}^{1.25} \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{0.3164 (1-x)^{1.75} \pi^2 P_{iD} \mu_L^{0.25}} \right\}^{1/1.75} \quad (2-12)$$

- *bubbly flow* : $G > G_B$ and $x > x_{IA}$

여기서, A_{VD} , A_{LD} , P_{iD} 은 무차원 매개변수로 다음과 같다.

$$A_{VD} = \frac{A\varepsilon}{D_{eq}^2} \quad (2-13)$$

$$A_{LD} = \frac{A(1-\varepsilon)}{D_{eq}^2} \quad (2-14)$$

$$P_{iD} = \sin\left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2}\right) \quad (2-15)$$

또한, ε , θ_{strat} 는 각각 공극률(void fraction)과 성층각도(stratified angle)로서 다음과 같다.

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_V} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_V)]^{1/4}}{G\rho_L^{1/2}} \right]^{-1} \quad (2-16)$$

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{array}{l} \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} [1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3}] \\ - \frac{1}{200} (1-\varepsilon)\varepsilon [1 - 2(1-\varepsilon)] [1 + 4(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2] \end{array} \right\} \quad (2-17)$$

■ 성층-파형류와 간헐류 및 환상류의 전이 경계(Stratified-wavy to intermittent and annular flow(SW/I-A) transition boundary):

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D_{eq} \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_{LD} - 1)^2]^{1/2}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{Fr_L}{We_L} \right) + 1 \right] \right\}^{1/2} + 50 \quad (2-18)$$

여기서, h_{LD} 도 무차원 매개변수로 다음과 같다.

$$h_{LD} = 0.5 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right) \quad (2-19)$$

■ 성층류와 성층-파형류의 전이 경계(Stratified to stratified-wavy flow(S-SW) transition boundary):

$$G_{strat} = \left[\frac{226.3^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} \quad (2-20)$$

- 간헐류와 환상류의 전이 경계(Intermittent to annular flow(I-A) transition boundary):

$$x_{IA} = \left[1.8^{1/0.875} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad (2-21)$$

- 환상류와 드라이아웃 영역의 전이 경계(Annular flow to dryout region(A-D) transition boundary):

$$G_{dryout} = \left\{ \frac{1}{0.236} \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \left(\frac{D_{eq}}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.17} \right\}^{1.471} \left\{ \left[\frac{1}{g D_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.17} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0.25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0.27} \right\} \quad (2-22)$$

$$x_{di} = 0.58 e^{\left[0.52 - 0.236 We_V^{0.17} Fr_{V,Mori}^{0.17} (\rho_V/\rho_L)^{0.25} (q/q_{crit})^{0.27} \right]} \quad (2-23)$$

We_V , $Fr_{V,Mori}$ 는 각각 Weber 수와 Mori 등(2000)이 제안한 Froude 수이며, q_{crit} 는 임계열유속(critical heat flux)으로 상관식은 다음과 같다.

$$We_V = \frac{G^2 D_{eq}}{\rho_V \sigma} \quad (2-24)$$

$$Fr_{V,Mori} = \frac{G^2}{\rho_V (\rho_L - \rho_V) g D_{eq}} \quad (2-25)$$

$$q_{crit} = 0.131 \rho_V^{0.5} h_{LV} [g \sigma (\rho_L - \rho_V)]^{0.25} \quad (2-26)$$

- 드라이아웃 영역과 분무류의 전이 경계(Dryout region to mist flow(D-M) transition boundary):

$$G_M = \left\{ \frac{1}{0.502} \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] \left(\frac{D_{eq}}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.16} \right\}^{1.613} \quad (2-27)$$

$$\left\{ \left[\frac{1}{g D_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0.72} \right\}$$

$$x_{de} = 0.61 e^{[0.57 - 0.502 We_V^{0.16} Fr_{V,Mbr}^{0.15} (\rho_V / \rho_L)^{-0.09} (q / q_{crit})^{0.72}]} \quad (2-28)$$

이와 같이 본 논문에서는 총 6개의 전이 경계 상관식을 사용하였으며, 이를 바탕으로 비등열전달계수(boiling heat transfer coefficient)를 계산하였다. 드라이아웃 영역 이전의 비등열전달계수는 수평관에서 일반적으로 사용되는 상관식을 사용하였다.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_V + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (2-29)$$

여기서, θ_{dry} 는 θ_{strat} 와 동일한 상관식이며 슬러그류, 기포류, 간헐류 및 환상류의 경우 $\theta_{dry}=0$ 으로 설정하였다. 만약, 운전조건이 성층-파형류 영역이나 슬러그류/성층-파형류 영역이면 θ_{dry} 은 다음 상관식을 적용하였다.

- 성층-파형 영역(Stratified-wavy zone(SW)):

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \left(\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0.61} \quad (2-30)$$

■ 성층/성층-파형 영역(Slug/stratified-wavy zone(Slug+SW)):

$$\theta_{dry} = \theta_{strat} \frac{x}{x_{IA}} \left(\frac{G_{wavy} - G}{G_{wavy} - G_{strat}} \right)^{0.61} \quad (2-31)$$

액상(liquid phase) 및 기상(vapor phase) 열전달계수 h_{wet} , h_V 는 다음 상관식을 이용하였다.

$$h_{wet} = [(Sh_{nb})^3 + h_{cb}^3]^{1/3} \quad (2-32)$$

$$h_V = 0.023 Re_V^{0.8} Pr_V^{0.4} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (2-33)$$

S : nucleate boiling heat transfer suppression factor

h_{nb} : nucleate boiling heat transfer coefficient

h_{cb} : convective boiling heat transfer coefficient

증발기에서 이상상태(two-phase)인 이산화탄소 냉매는 공기와 열교환을 통하여 액상이 차지하는 냉매의 비율보다 기상이 차지하는 냉매의 비율이 많아지게 된다. 이에 따라 전열면에 생성된 액막이 끊어지면서 드라이아웃이 발생하고, 이는 냉매의 열전달계수를 감소시킨다. 따라서 일반적인 열전달계수 상관식을 적용할 경우 정확한 측정값을 예측할 수 없으므로 다음 상관식을 적용하여 증발기 해석을 수행하였다.

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{tp}(x_{di}) - h_M(x_{de})] \quad (2-34)$$

h_M 은 분무류에서 열전달계수로서 다음과 같이 표현된다.

$$h_M = 2 \times 10^{-8} Re_H^{1.97} Pr_V^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (2-35)$$

Re_H : homogeneous Reynolds number

Y : correction factor

이산화탄소 냉매가 관을 유동하면서 발생하는 압력강하로는 총 3가지로 중력에 의한 압력강하, 운동량(momentum)에 의한 압력강하, 마찰(friction)에 의한 압력강하가 있으며 이는 다음과 같다.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{static} + \Delta p_m + \Delta p_{fric} \quad (2-36)$$

이중 중력에 대한 압력강하는 무시하였으며, 운동량에 의한 압력강하 상관식은 아래와 같이 표현된다.

$$\Delta p_m = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (2-37)$$

마찰에 의한 압력강하 상관식은 전이 경계 조건에 따라 달라지며, 이는 식 (2-38) ~ (2.46)에 나타내었다.

■ 환상류(Annular flow(A)):

$$\Delta p_A = 4f_A \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (2-38)$$

f_A : two phase friction factor of annular flow

■ 슬러그류/간헐류(Slug and intermittent flow(Slug+I)):

$$\Delta p_{Slug+I} = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_A \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (2-39)$$

Δp_{LO} : single phase frictional pressure drop

■ 성층-파형류(Stratified-wavy flow(SW)):

$$\Delta p_{SW} = 4f_{SW} \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (2-40)$$

f_{SW} : two phase friction factor of stratified-wavy flow

■ 슬러그/성층-파형류(Slug/stratified-wavy flow(Slug+SW)):

$$\Delta p_{Slug+SW} = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_{SW} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (2-41)$$

■ 분무류(Mist flow):

$$\Delta p_M = 4f_M \frac{L}{D_{eq}} \frac{G^2}{2\rho_H} \quad (2-42)$$

f_M : friction factor of mist flow

■ 드라이아웃 영역(Dryout region(D)):

$$\Delta p_{dryout} = \Delta p_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [\Delta p_{tp}(x_{di}) - \Delta p_M(x_{de})] \quad (2-43)$$

■ 성층류(Stratified flow(S)):

$$\Delta p_{strat}(x \geq x_{IA}) = 4f_{strat}(x \geq x_{IA}) \frac{L}{D_{eq}} \frac{\rho_V u_V^2}{2} \quad (2-44)$$

$$\Delta p_{strat}(x < x_{IA}) = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_{strat}(x < x_{IA}) \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (2-45)$$

■ 기포류(Bubbly flow(B)):

$$\Delta p_B = \Delta p_{LO} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) + \Delta p_A \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}}\right) \quad (2-46)$$

나. 공기측 열전달상관식

고온측 증발기의 해석조건에 따라 공기측 열전달상관식은 크게 건표면, 습표면, 서리표면으로 총 3가지 상관식을 적용하였다. 먼저, 건표면의 경우 본장의 “가스쿨러(gascooler) 모델링” 에서 “2. 공기측 열전달상관식” 에 적용한 열전달 상관식을 동일하게 이용하였다.

습표면의 경우 Kim and Bullard(2001)이 제안한 습표면 조건에서의 j-factor와 f-factor를 적용하였으며 상관식은 다음과 같이 표현된다.

$$j = Re_{L_p}^{-0.512} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.171} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.248} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.275} \left(\frac{F_t}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2-47)$$

$$f = Re_{L_p}^{-0.798} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.395} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-2.635} \left(\frac{F_h}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{0.823} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{1.97} \quad (2-48)$$

위 수식은 자승 평균 평방근의 오차가 각각 ± 16.9 , $\pm 13.6\%$ 이며, $Re_{LP}=80-300$, $F_p/L_p < 1$ 의 범위에서 상관식을 사용할 수 있다.

또한, 습표면에서 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 아래의 수식을 이용하여 모델링을 수행하였다.

$$\eta_{fi,wet} = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{a,wet}}{k_{fi}F_t} \left(1 + \frac{F_t}{F_d} \right)}, \quad l = \frac{F_h}{2} - F_t \quad (2-49)$$

$$h_{a,wet} = \frac{1}{\left(\frac{Cp_a}{b_{w,m}h_a} \right) + \left(\frac{y_w}{k_w} \right)} \quad (2-50)$$

h_o : sensible heat transfer coefficient for the wet surface

y_w : condensate film thickness

건표면은 총괄열전달계수를 계산하기 위해 온도차에 의한 상관식을 적용하지만 습표면은 엔탈피차에 의한 각각의 열전달 저항에 의해 계산된다. 따라서 본 연구에서 Myers(1967)가 제안한 총괄열전달계수 상관식을 적용하였으면 그 식을 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{b'_r}{h_r A_r} + \frac{b'_p \delta_{wall}}{k_{wall} A_{wall}} + \frac{1}{h_{a,wet} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{A_{fi} \eta_{fi,wet}}{b'_{w,m}} \right)} \quad (2-51)$$

그리고 b'_r , b'_p , $b'_{w,p}$, $b'_{w,m}$ 은 Yun(2009)의 논문을 인용하였으며, 이를 Table 2.5에 자세히 나타내었다.

Table 2.5 Definitions of b' variables

| | Definitions | Equations |
|------------|--|---|
| b'_r | Slope of the air saturation curved at the mean coolant temperature | $\frac{i_{s,p,in} - i_{s,r,m}}{T_{p,in} - T_{r,m}}$ |
| b'_p | Slope of a straight line between the outside and inside tube wall temperature | $\frac{i_{s,p,out} - i_{p,r,in}}{T_{p,out} - T_{p,in}}$ |
| $b'_{w,p}$ | Slope of the air saturation curve at the water film temperature of the tube wall surface | $\frac{\Delta i_{s,w,p}}{\Delta T_{w,p}}$ |
| $b'_{w,m}$ | Slope of the air saturation curve at the water film temperature of the fin surface | $\frac{\Delta i_{s,w,m}}{\Delta T_{w,m}}$ |

일반적으로 서리표면은 시간이 경과함에 따라 서리가 성장하면서 열저항이 증가하고 이에 따라 냉매와의 열전달이 감소하게 된다. 감소된 열전달은 시스템의 냉방 용량에 영향을 미치기 때문에 이를 해석하는 것은 매우 중요하다. 따라서 루버핀에서 서리성장에 따른 열전달을 예측한 Xia and Jacobi(2010)의 상관식을 적용하였다. 각 미소체적에 대한 j-factor와 f-factor 상관식은 다음과 같이 표현된다.

$$j/j_0 = 1.0 - 4.612\Gamma + 11.343\Gamma^2 \quad (2-52)$$

$$f = 5.47 Re_{L_p}^{-0.72} (L_p \sin(L_\alpha))^{0.37} (F_h)^{0.23} (L_p)^{0.2} \left(\frac{L_h}{F_h} \right)^{0.89} \quad (2-53)$$

시간이 경과함에 따라 서리두께도 점차 증가하게 되는데 이에 대한 상관식은 다음과 같다.

$$\delta_f = \int_0^\tau (1 - \alpha) \dot{m}_f / (A_a \rho_{fs}) dt \quad (2-54)$$

여기서, ρ_{fs} 는 서리표면의 밀도로 Hayashi 등(1977)이 제안한 상관식을 적용하였으며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\rho_{fs} = 650 \exp(0.277 T_{fs}) \quad (2-55)$$

2. 저온측 증발기 상관식

가. 냉매측 열전달상관식

저온측 증발기의 냉매측 열전달상관식은 본장에서 “1. 고온측 증발기 상관식”의 “가. 냉매측 열전달상관식”과 동일한 열전달상관식을 적용하였다.

나. 공기측 열전달상관식

저온측 증발기의 공기측 열전달상관식은 본장의 “1. 고온측 증발기 상관식”에서 “나. 공기측 열전달상관식” 중 습표면을 제외한 건표면과 서리표면의 열전달상관식을 동일하게 적용하였다. 건표면의 경우 동일한 상관식을 사용하였지만 서리표면은 운전에 따라 j-factor 상관식이 달라진다. 본 연구에서 저온측 증발기의 j-factor는 Xia and Jacobi(2010)가 제안한 다음의 상관식을 이용하여 계산하였다.

$$j/j_0 = 1.0 - 2.804\Gamma + 4.233\Gamma^2 \quad (2-56)$$

j-factor 제외한 나머지 상관식과 열전달 해석은 모두 동일하게 적용하여 사용하였다.

제 4 절 EEV(electronic expansion valve) 모델링

고온고압의 냉매를 저온저압의 냉매로 팽창시키기 위해 이산화탄소 냉매용 EEV를 사용하였다. 본 연구에서 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였으며, 사용한 EEV의 오리피스 직경은 1.6 mm이고, EEV를 통과하는 냉매의 질량유량을 측정하기 위해 Hwang and Kim(2007)의 상관식을 사용하였다. 상관식은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적 변수를 Buckingham π -정리를 이용하여 생성하였으며, 실험값을 바탕으로 최소 오차자승법을 적용하여 $c_1 \sim c_5$ 의 값을 구하였다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t.m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left(\frac{L_{orifice}}{D_{min}} \right)^{c_2} \left(\frac{D_{min}}{D_{orifice}} \right)^{c_3} \left(\frac{p_{in}}{p_{crit}} \right)^{c_4} \left(\frac{T_{in}}{T_{crit}} \right)^{c_5} \quad (2-57)$$

Table 2.6 Constants in EEV correlation of eq. (2-57)

| Constant | Value |
|----------|------------------------|
| C_1 | 1.17×10^0 |
| C_2 | -3.99×10^{-2} |
| C_3 | -7.27×10^{-2} |
| C_4 | 3.86×10^{-1} |
| C_5 | -4.55×10^0 |

제 5 절 플래시(flash) 및 믹서(mixer) 탱크 모델링

두 개의 다른 증발온도를 갖는 이단압축 이산화탄소 사이클은 상분리(phase separation) 사이클에 해당한다. 따라서 고단 및 저단측 사이에 플래시 탱크와 믹서 탱크가 포함된다. 플래시 탱크는 고단 및 저단측 EEV 사이에 구성되며 질량보존 및 에너지 평형식을 이용하여 고온측 증발기와 저단측 EEV에 유입되는 냉매의 상태를 결정하였다.

$$\dot{m}_{flash,L} = \dot{m}_{2^{nd}} - (\dot{m}_{2^{nd}} \times x_{2^{nd},EEV,out}) \quad (2-58)$$

$$\dot{m}_{flash,V} = (\dot{m}_{2^{nd}} \times x_{2^{nd},EEV,out}) \quad (2-59)$$

믹서 탱크는 고단 및 저단측 압축기 사이에 구성되며 플래시 탱크와 마찬가지로 질량보존 및 에너지 평형식을 이용하여 고단측 압축기 입구로 들어가는 냉매의 상태를 결정하였다.

$$h_{mixer} = \frac{(\dot{m}_{2^{nd}} - \dot{m}_{1^{st}})h_{high-temp,out} + \dot{m}_{1^{st}}h_{Comp,1^{st},out}}{\dot{m}_{2^{nd}}} \quad (2-60)$$

제 3 장 해석 방법 및 조건

제 1 절 사이클 해석 방법

Fig. 3.1은 본 연구에서 개발된 모델의 해석 순서도를 보여주고 있다. 고단축 압축기의 가정된 입구조건을 기초로 하여 가스쿨러, 고단 및 저단축 팽창밸브를 시뮬레이션한 후 고단축 압축기에서 토출된 질량유량과 EEV의 질량유량을 비교하여 가스쿨러 압력을 결정한다. 이후 고온 및 저온축 증발기, 그리고 저단축 압축기 모델링을 수행한다. 저단축 질량유량을 확인한 후 최종 고단축 압축기 입구로 들어가는 엔탈피가 만족하는 값에 일치하지 않을 경우 초기 입구 가정값을 수정하여 반복 계산하였다. 또한 이단압축을 적용하기 위하여 플래시 탱크와 믹서 탱크에서 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하였다. 각각의 구성요소의 모델링을 진행한 후 엔탈피 매칭을 통하여 시스템의 성능이 일정한 오차 값에 들어 수렴할 때까지 프로그램을 진행하고 이에 최종적으로 시스템의 성능을 예측한다.

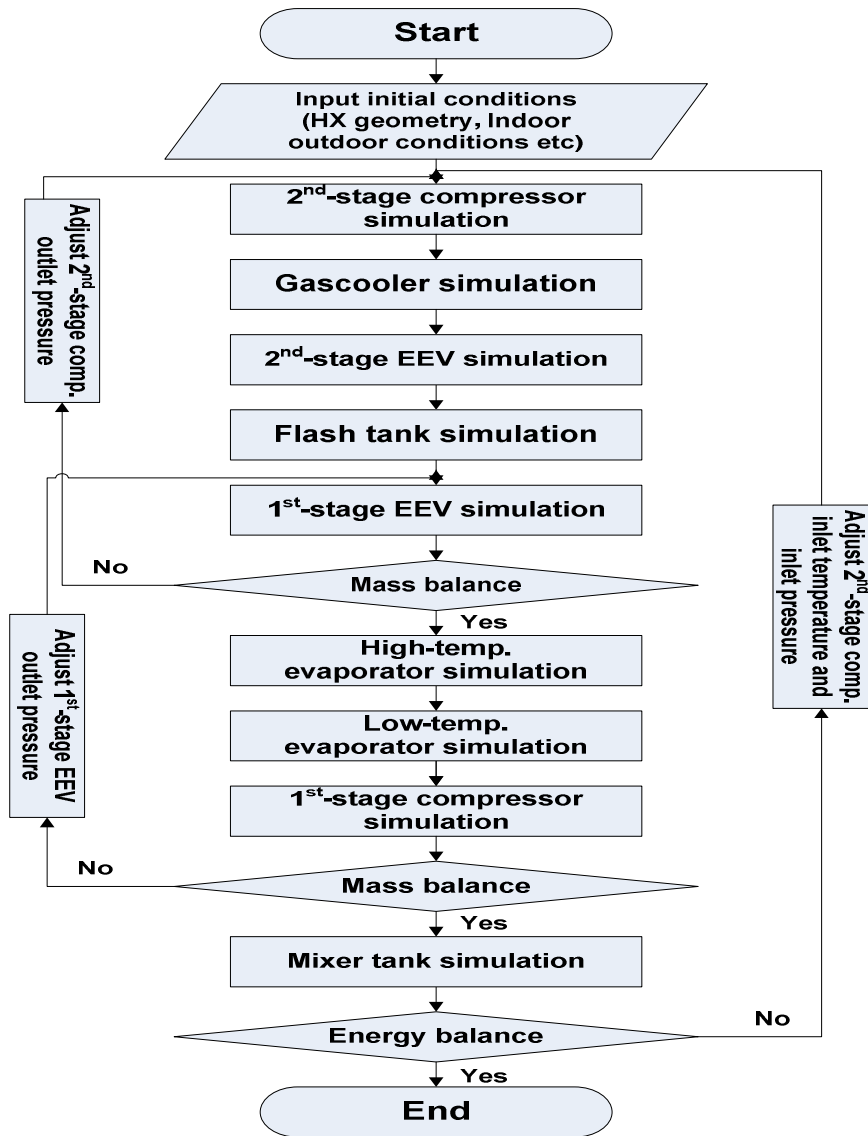


Fig. 3.1 Flow chart of the simulation model.

제 2 절 서리성장에 따른 증발기 성능해석 조건

서리성장에 따른 증발기의 성능특성 및 해석검증을 수행하기 위해 Xia and Jacobi(2010)가 제안한 조건과 동일하게 운전조건을 적용하여 해석을 수행하였다. Xia and Jacobi가 제안 조건은 총 4가지가 있으며, 그 중 본 논문에서는 조건 A와 B를 설정하여 동일하게 해석을 진행하였다. 또한, 실험 데이터를 통한 시뮬레이션 검증을 위해서 Moallem 등(2012)이 실험한 냉매 및 공기측 입구조건을 적용하여 저온측 증발기에 적용되는 운전조건과 비교·검증하였다. 자세한 사항은 Table 3.1에 나타내었다.

Table 3.1 Environmental conditions for frost grow

| | Refrigerant inlet temperature(°C) | Air inlet temperature(°C) | Air inlet humidity | Air inlet velocity(m/s) |
|-----------------------|-----------------------------------|---------------------------|--------------------|-------------------------|
| A (Xia and Jacobi) | -10 | -1 | 80% | 1.0 |
| B (Xia and Jacobi) | -15 | -1 | 80% | 2.0 |
| Moallem et al. | -12 | 1.67 | 82% | 1.5 |
| Present model | -20 | -12 | 80% | 2.0 |

제 3 절 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클 성능해석 조건

두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클의 해석을 수행하기 위해 증발기가 무착상 상태일 때를 기본조건으로 사이클의 성능을 우선적으로 해석하였다. 먼저, 가스쿨러 출구온도를 35°C, 고온 및 저온측 증발기 출구의 과열도를 각각 8°C, 6°C로 일정하게 고정하였으며, 이때 고단 및 저단측 EEV 개도는 각각 56%와 21%로 설정하였다. 또한, 각각의 열교환기의 공기측 입구 값은 KS C 9305-96에 의거하여 가스쿨러의 공기측 입구 값은 건구온도 30°C, 상대습도 55%, 공기풍속 2.5 m/s로 설정하였다. 고온측 증발기의 경우 공기측 입구 값은 건구온도 5°C, 상대습도 80%, 공기풍속 2.0 m/s이고, 저온측 증발기는 건구온도 -12°C, 상대습도 80%, 공기풍속 2.0 m/s로 설정하였으며, 운전조건 변화에 따른 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이산화탄소 사이클의 성능해석을 위한 운전조건을 Table 3.2에 자세히 나타내었다.

각각의 운전조건은 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 사이클의 성능특성을 고찰하기 위해 선정되었으며, 먼저 시간을 변화시켜가며 사이클의 성능변화를 해석하였다. 시간이 경과함에 따라 서리성장으로 인해 이단압축 사이클의 냉방용량 감소율이 증가하게 되는데, 이때 초기 무착상 조건의 냉방용량보다 10%, 20%, 30% 감소한 시간 때의 성능을 Table 3.3과 같이 가스쿨러 실외온도는 30°C를 기준으로 2.5°C씩, 실외 공기풍속은 2.5 m/s를 기준으로 0.5 m/s씩, 고단 및 저단측 EEV 개도는 각각 56%, 21%를 기준으로 4%씩 변화시켜가며 성능예측을 수행하였다.

Table 3.2 Basic conditions

| Elements | Parameters | Conditions |
|---------------------------------------|---------------------------|------------|
| Gascooler | Air inlet temperature(°C) | 30 |
| | Air inlet velocity(m/s) | 2.5 |
| | Relative humidity(%) | 55 |
| High-temperature evaporator | Air inlet temperature(°C) | 5 |
| | Air inlet velocity(m/s) | 2.0 |
| | Relative humidity(%) | 80 |
| | Superheat(°C) | 8 |
| Low-temperature evaporator | Air inlet temperature(°C) | -12 |
| | Air inlet velocity(m/s) | 2.0 |
| | Relative humidity(%) | 80 |
| | Superheat(°C) | 6 |
| 1 st -stage EEV opening(%) | | 21 |
| 2 nd -stage EEV opening(%) | | 56 |

Table 3.3 Variable simulation conditions

| Parameters | Conditions |
|---------------------------------------|--------------------------|
| Time(s) | 0 ~ 440 |
| Outdoor temperature (RH=55% (°C)) | 25, 27.5, 30*, 32.5, 35 |
| Outdoor air velocity(m/s) | 1.5, 2.0, 2.5*, 3.0, 3.5 |
| 2 nd -stage EEV opening(%) | 48, 52, 56*, 60, 64 |

* : basic condition

제 4 장 결과 및 고찰

제 1 절 서리성장에 따른 증발기 성능예측 모델 검증

1. Xia and Jacobi(2010)에 대한 증발기 검증

두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클에서 증발기의 경우 영하의 온도조건에서 냉매와 공기의 열교환이 일어난다. 이에 루버핀을 적용한 마이크로채널 증발기에서 서리가 발생하고 이를 해석하기 위해서 Xia and Jacobi(2010)가 제안한 상관식을 적용하여 성능해석을 진행하였다. 따라서 본 연구에서 설계한 증발기 모델링을 검증하기 위해서 Table 3.1에 나타난 조건 A와 동일한 냉매의 온도 및 공기측 상태량을 적용하여 Xia and Jacobi(2010)의 결과 값과 비교하였다.

Xia and Jacobi(2010)이 제안한 7개의 열교환기는 수직관형 열교환기로 설계되었으며 그중 본 연구에서 설계한 증발기와 비교·검증을 위해 본 연구에서 설정한 조건과 가장 유사한 조건을 가지는 #2의 열교환기를 선정하였으며, #2의 열교환기 사양과 본 연구에서 설계한 증발기 사양을 Table 4.1에 비교하여 보여주고 있다.

Table 4.1 Heat exchanger geometric parameters

| Specimens | #2 (Xia and Jacobi(2010)) | Present model |
|---------------------------|------------------------------|---------------|
| Heat exchanger width(mm) | 330 | 293 |
| Heat exchanger height(mm) | 356 | 210.8 |
| Fin depth(mm) | 27.9 | 16.55 |
| Fin pitch(mm) | 2.12 | 1.65 |
| Fin heigh(mm) | 8.3 | 8.89 |
| Fin thickness(mm) | 0.2 | 0.1 |
| Louver length(mm) | 5.9 | 7.16 |
| Louver angle(°) | 27 | 23 |
| Louver pitch | 1.4 | 1.7 |

Fig. 4.1은 본 연구에서 설계한 열교환기에 Xia and Jacobi(2010)이 제안한 상관식을 적용한 이상(two-phase)상태에서 건도에 따른 이산화탄소 냉매의 열전달계수 변화를 나타내고 있다. 본 연구에서는 초기의 냉매 건도가 0.1로 유입되도록 설정하여 해석을 수행하였다. 냉매의 질량유속이 222.6 kg/m²s로 일정하게 냉매가 유동할 때 건도가 증가함에 따라 간헐류와 환상류에서 열전달계수가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 성층-파형류와 드라이아웃이 발생하면서 열전달계수는 감소하였으며, 분무류에서는 약 0.3 kW/m²K로 매우 낮은 열전달계수 값이 나타났다.

Fig. 4.2는 시간에 따른 핀과 관 표면에서의 서리서장 변화를 보여주고 있다. 시간이 경과함에 따라 서리두께가 증가하는 경향이 나타났으며, 서리 성장률은 점차 감소하는 것을 확인할 수 있다. 주어진 조건에서 증발기의 냉매 건도가 약 0.74에서 서리두께가 감소하는 경향이 나타나는데 이는 이산화탄소 냉매가 환상류에서 성층-파형류와 드라이아웃이 발생하면서 공기와의 열전달이 감소하기 때문이다. 또한 건도가 0.88일 때 시간에 상관없이 서리두께가 0이 되는데 이는 증발기로 유입되는 냉매의 입구조건을 시간과 상관없이 동일한 값으로 해석하였기 때문이다.

Fig. 4.3은 시간에 따른 공기측 유동면적의 블록비(block ratio)를 나타내고 있다. 블록비는 전체 공기측 유동면적당 서리성장에 의해 감소한 유동면적으로 다음과 같이 표현된다.

$$Block\ ratio = \frac{A_f}{A_{total}} \quad (4-1)$$

시간이 경과함에 따라 블록비는 감소하는 경향을 보이는데 이는 Fig. 4.3에서 볼 수 있듯이 시간이 지날수록 서리두께가 증가하고 이에 유동면적이 감소하기 때문이다. 또한 건도가 증가함에 따라 열교환기에서 공기측 블록비가 감소하는데 이는 냉매 측 압력강하에 의해 공기와의 열교환하는 냉매의 온도가 점점 감소하기 때문이다.

Fig. 4.4는 본 연구에서 설계한 모델과 Xia and Jacobi(2010)의 성능해석 결과 값을 비교·분석하기 위해 시간에 따른 이산화탄소 증발기의 냉방용량 변화를 보여주고 있다. 시간이 경과함에 따라 본 연구에서 설계한 모델과 #2의 냉방용량은 각각 27.9%와 21.8% 감소하였다. 또한, 냉방용량이 평균 약 0.67 kW정도 차이가 나는데 이는 열교환기 사양 및 체적비가 약 3.2배정도 차이가 날뿐만 아니라 Xia and Jacobi(2010)의 관 안쪽의 냉매를 에틸알코올(ethyl alcohol)을 사용한 것에 반해 본 연구에서 설계한 모델의 경우 이산화탄소를 사용하여 두 냉매의 열전달계수 값의 차이로 인하여 냉방용량 차이가 크게 나타나는 것으로 판단된다. 냉방용량의 차이를 제외하고 Fig. 4.4에서 볼 수 있듯이 시간이 경과함에 따라 냉방용량 감소율 및 경향성이 비슷하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

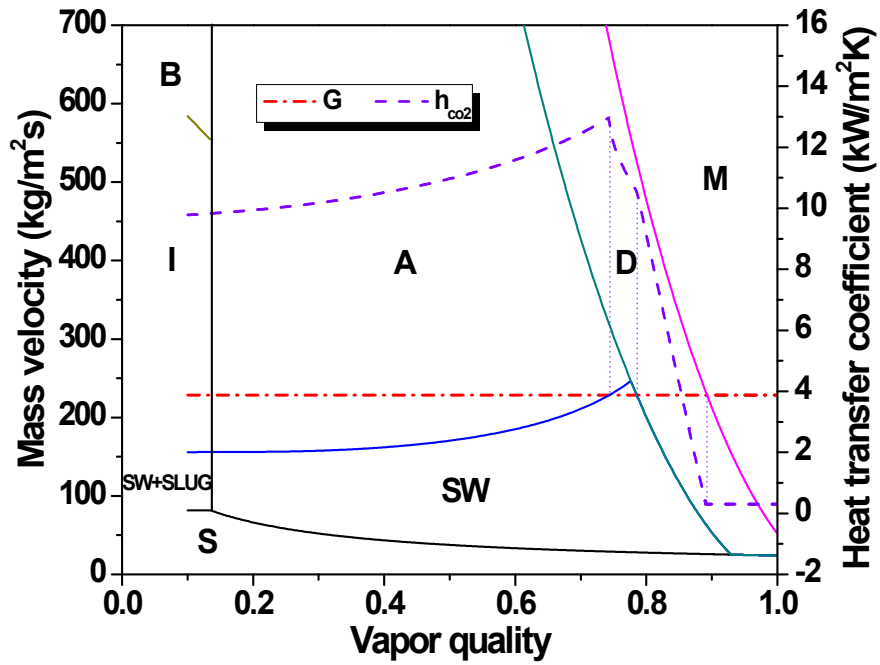


Fig. 4.1 The CO₂ flow pattern map for the present model.

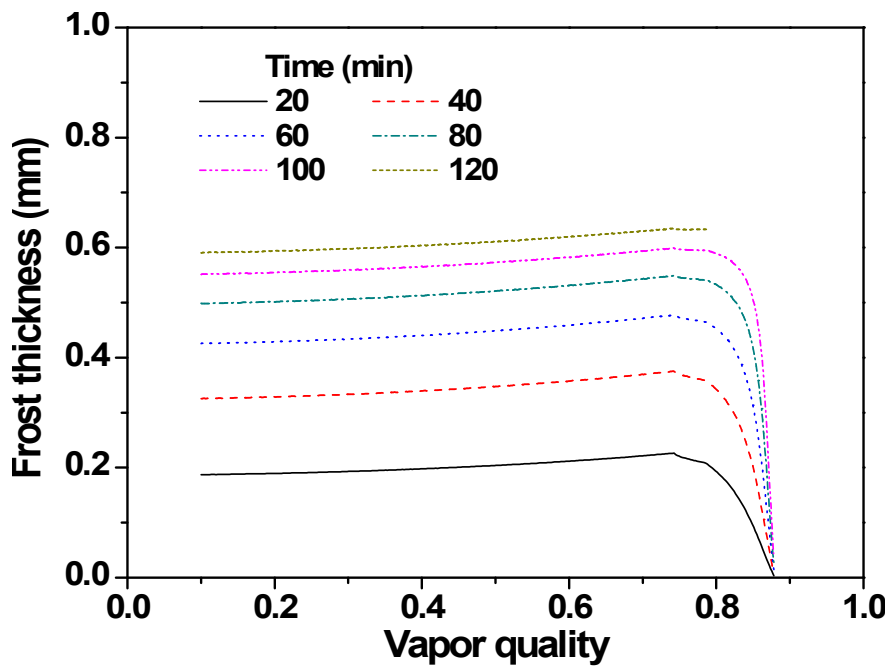


Fig. 4.2 Comparison of frost thickness with vapor quality.

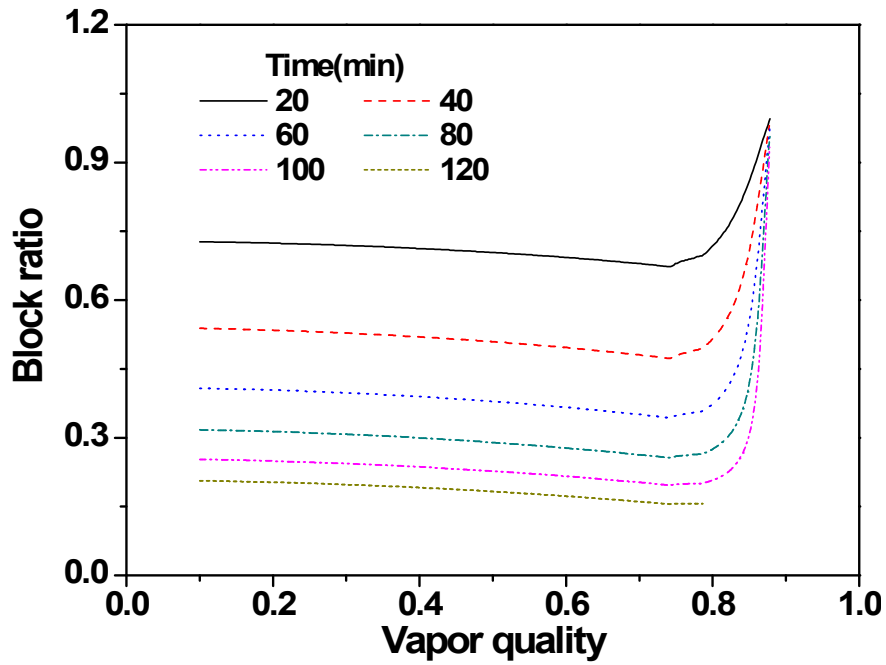


Fig. 4.3 Comparison of block ratio with vapor quality.

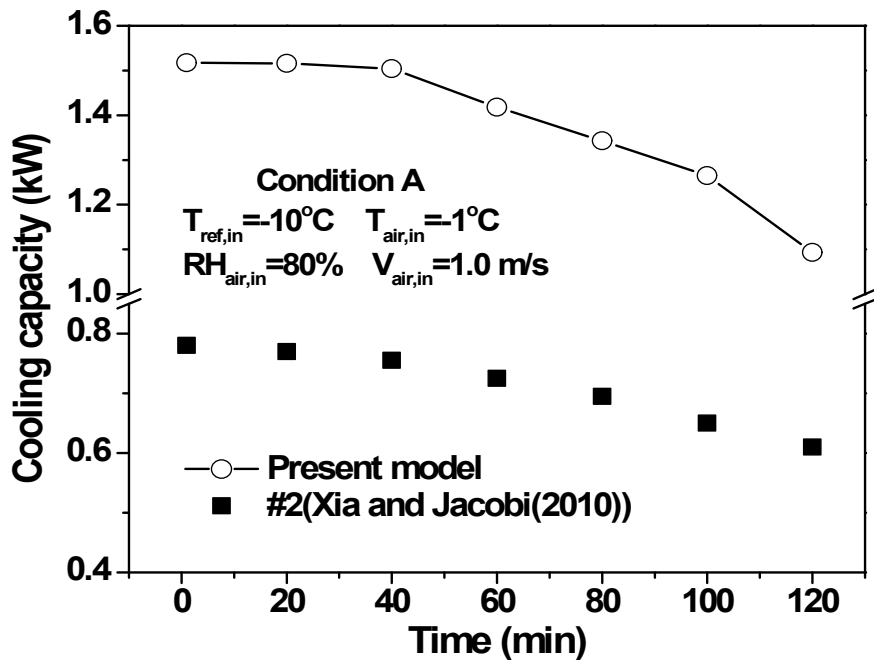


Fig. 4.4 Comparison of cooling capacity with time.

2. Moallem 등(2012)에 대한 증발기 검증

Xia and Jacobi(2010)의 식을 적용한 증발기 모델에 대하여 Moallem 등(2012)이 수행한 증발기 실험과의 비교·검증을 수행하기 위해 각각의 열교환기 사양을 비교하였으며 이는 Table 4.2에 자세히 나타내었다. Moallem 등(2012)이 제안한 열교환기는 Xia and Jacobi(2010)와 동일하게 수직관형 열교환기를 사용하였다.

Moallem 등(2012)의 실험값과 비교·검증하기 위해서 본 연구에서 설계한 이산화탄소 증발기 모델에 Table 3.1에 제시한 Moallem 등(2012)이 실험한 냉매 및 공기 측 상태량과 이전의 Xia and Jacobi(2010) 식을 적용한 조건 B(Xia and Jacobi(2010))의 결과를 적용하여 비교하였다. Fig. 4.5는 시간에 따른 무차원 서리 두께에 대한 변화를 보여주고 있다. 여기서 무차원 서리 두께는 핀 피치에 대한 서리 두께로 다음과 같이 표현된다.

$$\Gamma = \frac{\delta_f}{\left(\frac{F_p}{2}\right)} \quad (4-2)$$

Table 4.2 Heat exchanger geometric parameters

| Specimens | Moallem et al. (2012) | #2 (Xia and Jacobi(2010)) | Present model |
|---------------------------|--------------------------|---------------------------------|---------------|
| Heat exchanger width(mm) | 305 | 330 | 293 |
| Heat exchanger height(mm) | 305 | 356 | 210.8 |
| Fin depth(mm) | 25.4 | 27.9 | 16.55 |
| Fin pitch(mm) | 1.25 | 2.12 | 1.65 |
| Fin heigh(mm) | 9.3 | 8.3 | 8.89 |
| Fin thickness(mm) | 0.1 | 0.2 | 0.1 |
| Louver length(mm) | 7.7 | 5.9 | 7.16 |
| Louver angle(°) | - | 27 | 23 |
| Louver pitch | 1.1 | 1.4 | 1.7 |

시간이 15분 경과하였을 때 Moallem 등(2012)의 서리층 표면온도가 -9°C 의 경우 무차원 서리 두께가 0.74 증가하였으며, 20분 경과하였을 때 서리층 표면온도가 -7°C 의 경우 0.5 증가하였다. 본 연구에서 설계한 이산화탄소 증발기 모델에 Moallem 등(2012)이 실험한 냉매 및 공기측 상태량과 조건 B(Xia and Jacobi(2010)) 상태량을 적용하였을 경우 서리층 표면온도는 각각 -7.5°C , -11°C 가 나타났다. Fig. 4.5에서 볼 수 있듯이 Moallem 등(2012)의 서리층 표면온도 -9°C , -7°C 와 설계한 모델의 서리층 표면온도의 -7.5°C , -11°C 의 무차원 서리두께의 경향성 및 변화가 거의 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한, 설계된 모델의 서리층 표면온도가 Moallem 등(2012)의 서리층 표면온도보다 각각 0.5°C , 2°C 낮기 때문에 무차원 서리 두께가 약간 크다는 것을 예측할 수 있다. 이를 바탕으로 Table 3.1에 나타낸 두 개의 다른 증발온도를 갖는 이단압축 이산화탄소 사이클의 저온측 증발기의 기본 조건인 이산화탄소 냉매온도 -20°C , 공기측 입구온도 -12°C , 상대습도 80%, 공기풍속 2.0 m/s로 변경하여 성능예측을 하였을 경우 서리층 표면온도는 -17.8°C 로 나타났으며, 시간이 10분 경과함에 따라 무차원 서리두께는 약 0.86 증가하였으며 서리 성장의 증가율은 점차 감소하는 것을 예측할 수 있었다.

Fig. 4.6은 시간에 따른 증발기의 냉방용량비의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 여기서 냉방용량비는 Moallem 등(2012)이 제안한 수식으로 다음과 같이 표시된다.

$$Capacity\ ratio = \frac{\dot{Q}_{time}}{\dot{Q}_{0, @ T_{surf} = -7^{\circ}\text{C}}} = \frac{\dot{Q}_{time}}{(1320\ W)} \quad (4-3)$$

시간이 15분 경과하였을 때 서리층 표면온도가 -9°C 인 Moallem 등(2012)의 냉방용량비는 약 38.5% 감소하였다. 반면, 본 연구에서 설계한 모델에 저온측 증발기의 냉매 및 공기측 상태량의 기본조건을 성능해석을 수행하였을 경우 시간이 10분 경과하였을 냉방용량비는 약 45.5% 감소하였다. 이는 설계한 증발기 모델의 열교환기

운전조건이 Moallem 등(2012)이 제시한 온도보다 낮아 시간에 따른 서리의 성장이 급격하게 증가하기 때문으로 판단된다.

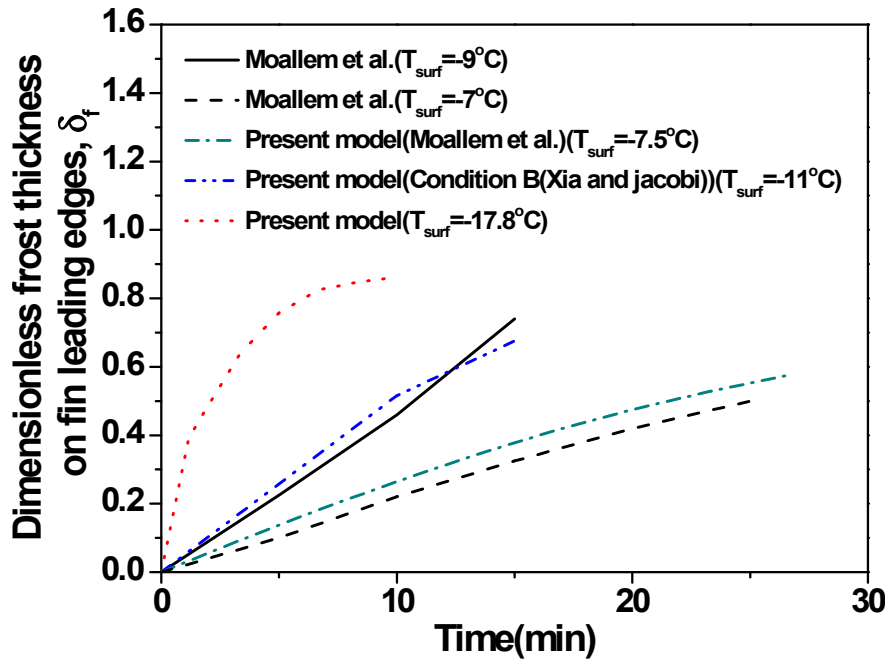


Fig. 4.5 The comparison of dimensionless frost thickness with time in an evaporator.

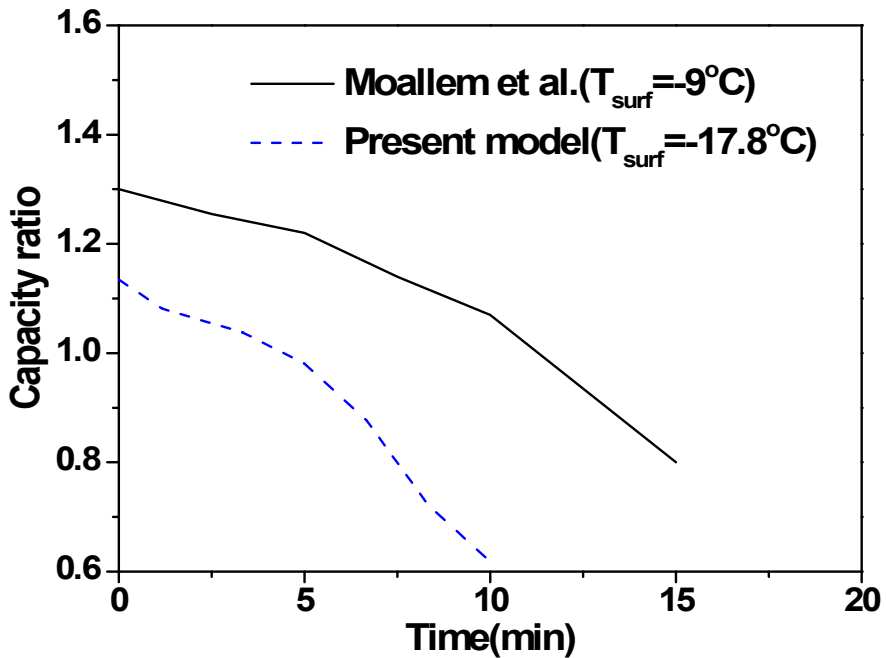


Fig. 4.6 The comparison of capacity ratio with time in an evaporator.

제 2 절 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클 성능에 대한 고찰

1. 서리성장에 따른 사이클 성능특성

두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클에서 고온 및 저온측 증발기로 유입되는 공기가 각각 5°C와 -12°C로 관 안에서 유동하는 냉매와 열교환에 따라 열교환기 표면에 서리가 생성되게 된다. 각각의 사이클 특성을 비교·분석하기 위해 Fig. 4.7에 시간에 따른 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 사이클 변화를 P-h 선도로 나타내었다. 초기 무착상 조건에서 시간이 경과함에 따라 고단측 압축기, 가스쿨러, 고단측 EEV, 그리고 고온측 증발기 변화는 무착상 조건과 거의 동일하게 나타나는 반면 저온측 증발기와 저단측 압축기 변화는 무착상 조건과 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 이는 고온측 증발기의 경우 시간이 경과하여도 공기측과 열교환하여 생성되는 서리의 두께가 무시할 정도로 매우 작지만 저온측 증발기의 경우 Moallem 등(2012)의 검증을 통해 알 수 있듯이 짧은 시간 안에 서리두께가 급격히 증가하기 때문이다. 무착상 조건에서 시간이 경과함에 따라 저온측 증발기 입구로 유입되는 냉매의 온도와 압력은 각각 1.56°C, 93 kPa 감소하였으며 건도는 0.011 증가하였다. 또한 저단측 압축기의 입구압력이 무착상 조건에서 260초 경과하였을 때 56 kPa 감소하였다가 440초 경과하였을 때 다시 31 kPa 증가하는데, 이는 저온측 증발기의 출구 상태량이 이상(two-phase)일 때 압축기로 유입되는 냉매를 포화상태로 유입되게 가정하였기 때문에 이와 같은 현상이 나타나는 것으로 판단된다.

Fig. 4.8은 저온측 증발기의 시간에 따른 서리두께 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 고온측 증발기의 서리성장은 매우 작아 나타내지 않았다. 시간이 경과함에 따라 서리두께는 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 무착상 조건에서 120초 경과하였을 때 평균 서리두께는 평균 0.48 mm로 가장 큰 증가율을 보였으며 이후 증가

율은 감소하였다. 120초 경과하였을 경우 건도가 약 0.68에서 서리두께가 감소하는 경향성을 나타내는 반면 시간이 260초 경과하였을 경우 건도가 약 0.79에서 감소하는데 이는 시간이 경과함에 따라 저온측 증발기로 유입되는 질량유량 증가로 인한 질량유속 증가로 인해 냉매가 성층-과형류로 변하지 않고 드라이아웃까지 환상류로 유동하였기 때문이다.

Fig. 4.9는 시간에 따른 블록비를 보여주고 있다. 블록비는 서리두께와 반비례함으로 시간이 경과함에 따라 블록비는 감소하다가 서리두께가 감소하면서 블록비는 증가하게 된다. 320초와 440초의 경우 서리가 차지하는 비율이 매우 큼에 따라 냉매와 열교환할 수 있는 공기의 유동면적이 점점 줄어들어 이상(two-phase)상태인 냉매가 증발기 출구로 토출되는 것을 예측할 수 있다. 시간이 320초와 440초 경과하였을 때 건도가 각각 0.73와 0.57인 냉매가 토출되는 것으로 나타났다.

Fig. 4.10은 시간에 따른 고온 및 저온측 증발기에서 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 서리성장이 매우 낮은 고온측 증발기의 냉방용량의 경우 평균 약 4.8 kW로 일정한 반면 저온측 증발기의 냉방용량의 경우 무착상 조건에서 440초 경과하였을 때 약 48.7% 감소하였다. 이는 위에서 설명한 내용과 같이 고온측 증발기에 비해 저온측 증발기의 시간에 따른 서리영향이 크게 나타났기 때문이다. 두 증발기의 총 냉방용량은 시간이 440초일 때 약 30% 감소하는 것으로 예측되었다.

Fig. 4.11은 시간에 따른 고단 및 저단측 압축기 소요동력 변화를 나타내고 있다. 시간이 증가함에 따라 고단 및 저단측 압축기 소요동력은 각각 6.51 kW와 1.48 kW로 일정하게 나타났다. 일반적으로 서리가 증가함에 따라 압축기 소요동력은 증가하는 경향성을 보이는데 본 논문에서는 저온측 증발기 출구의 냉매가 이상상태로 토출될 경우 저단측 압축기의 입구 값을 토출된 냉매의 포화상태로 가정하여 성능해석을 수행하였기 때문에 압축기 소요동력이 거의 유사하게 나타는 것으로 판단된다. 본 연구에서 총 압축기 소요동력은 약 8 kW정도 예측되었다.

Fig. 4.12는 시간에 따른 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 사이클의 성

능계수 변화를 보여주고 있다. Fig. 4.10과 4.11에서 설명한 것과 같이 시간이 경과함에 따라 총 냉방용량은 감소하고 압축기 소요동력은 일정하게 나타남에 따라 무작상 조건에서 시간이 440초 경과하였을 때 이단압축 사이클의 성능계수는 약 30% 감소하는 것을 예측하였다. 또한 260초에서는 약 11.2%, 320초에서는 약 20%정도 감소하는 것으로 나타났다.

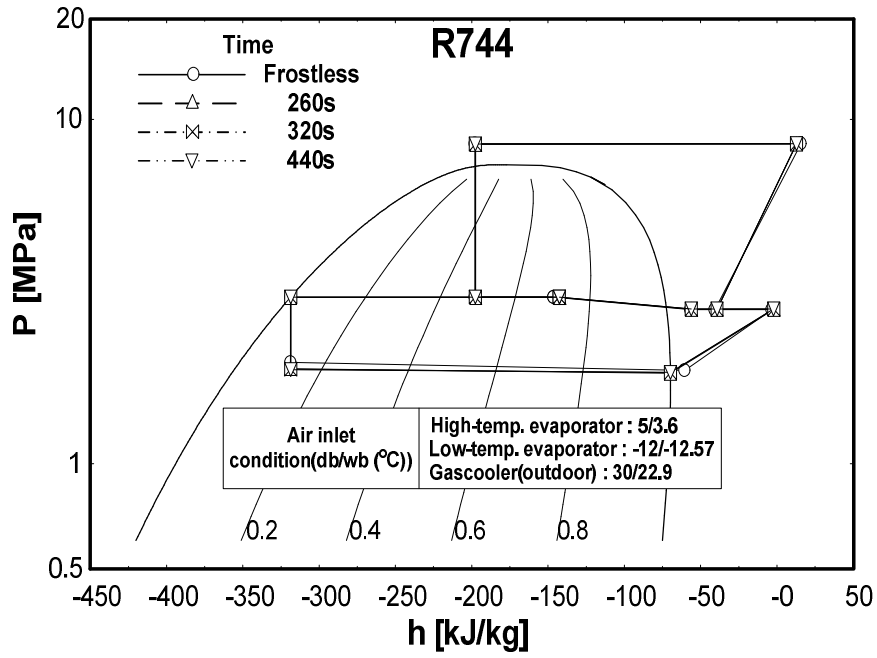


Fig. 4.7 Cycle variation with time on pressure-enthalpy diagram.

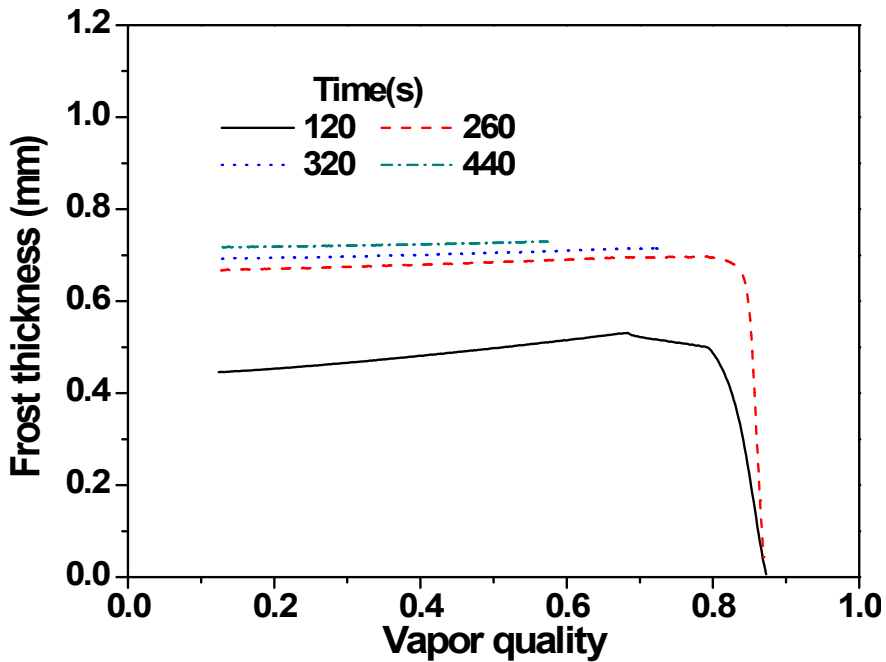


Fig. 4.8 Comparison of frost thickness with vapor quality.

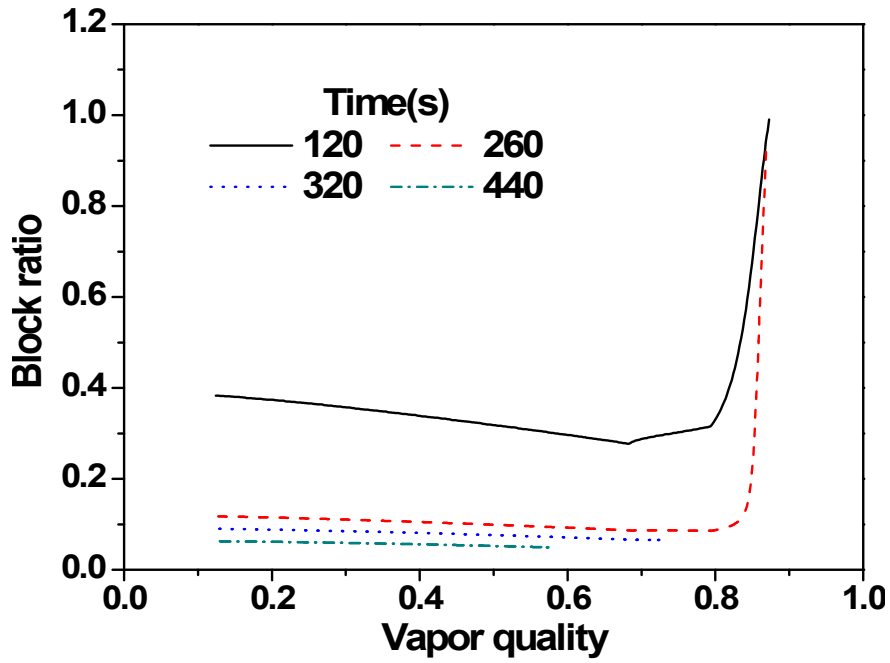


Fig. 4.9 Comparison of block ratio with vapor quality.

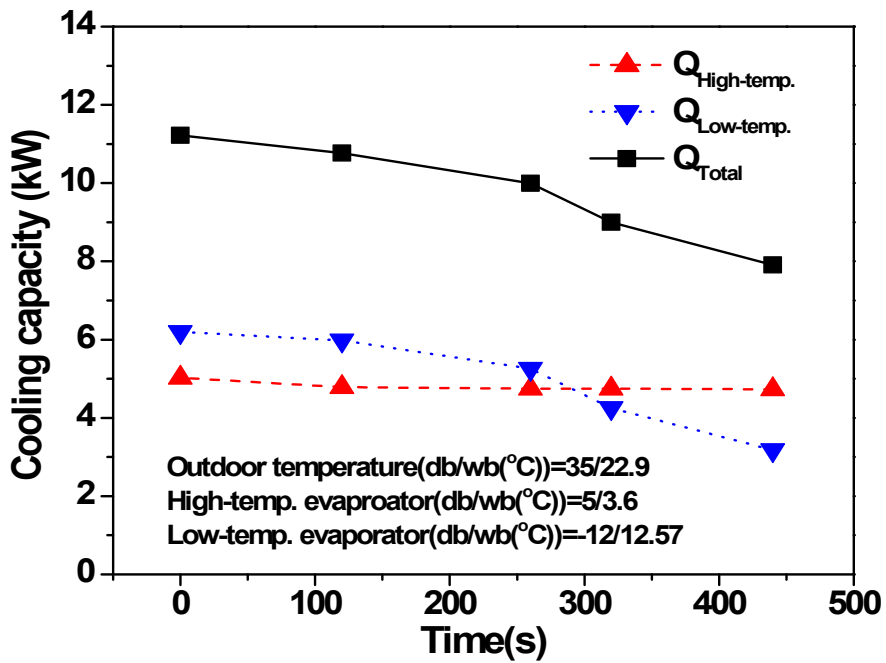


Fig. 4.10 Variation of cooling capacity with time.

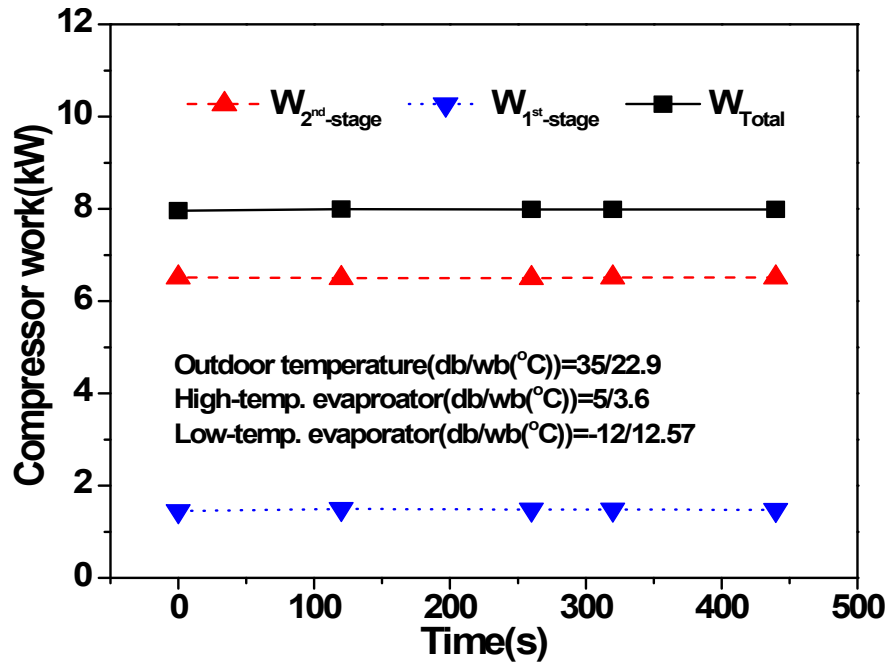


Fig. 4.11 Variation of compressor work with time.

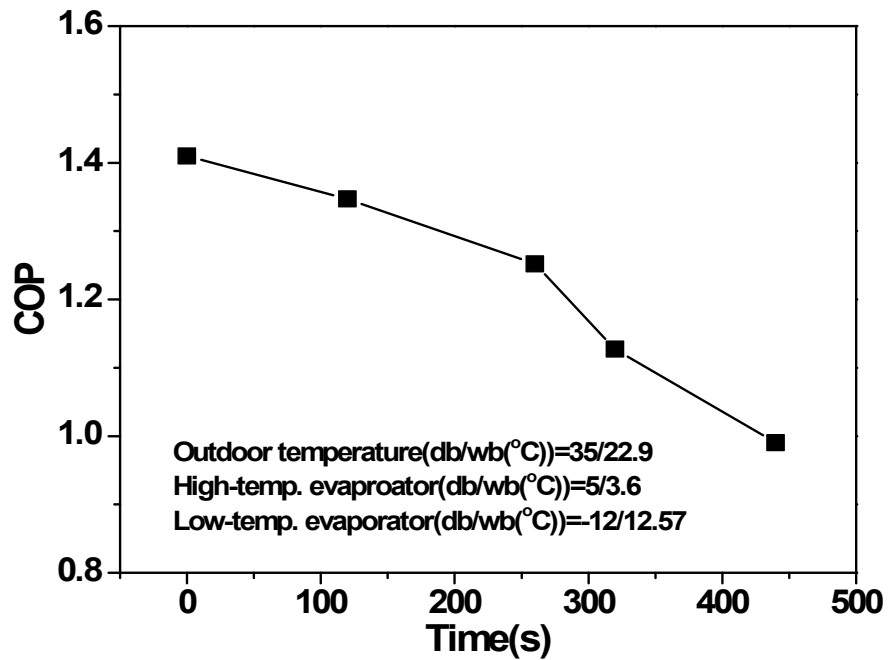


Fig. 4.12 Variation of COP with time.

2. 실외온도 변화에 따른 사이클 성능특성

Fig. 4.13은 실외온도에 따른 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클 변화를 P-h 선도로 나타내었다. 일반적으로 실외온도가 증가할수록 압축기에서 토출된 냉매와의 온도차 감소로 인해 가스쿨러 출구의 온도가 증가하고 이에 따라 시스템의 냉방용량은 감소하고 압축기 소요동력은 증가한다. Fig. 4.13에서 볼 수 있듯이 본 연구에서도 실외온도가 증가함에 따라 이와 동일한 경향성이 나타나는 것을 볼 수 있다. 무착상 조건에서 실외온도가 25°C에서 35°C로 증가하였을 때 가스쿨러 출구온도는 8.04°C, 출구압력은 1760 kPa 증가하였다. 이에 따라 고온측 증발기로 유입되는 냉매의 건도가 0.6429에서 0.7473으로 약 0.104 증가하였으며, 저온측 증발기로 유입되는 냉매의 건도가 0.012 정도 증가하였다. 또한, 실외온도가 25°C에서 35°C로 10°C 증가하였을 때 고단측 압축기의 압력비 경우 약 16.9% 증가하였으며, 저단측 압축기의 압력비는 약 3.3% 증가하는 것으로 나타났다. 이와 같이 실외온도 변화에 따라 고단의 압력 변화가 상대적으로 크게 나타나며, 저단의 압력 변화폭은 고단의 압력에 비해 낮은 것을 확인할 수 있다. Table 3.2에 나타난 기본조건에서 서리성장 의해 사이클의 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때 실외온도 변화에 따른 사이클 변화는 무착상 조건과 거의 동일한 경향성이 나타났다. 총 냉방용량이 10% 감소하였을 때 실외온도가 25°C에서 35°C로 증가하면 고온 및 저온측 증발기로 유입되는 건도는 각각 0.099와 0.01 증가하였으며 고단 및 저단측 압축기의 압력비는 16.8%, 2.6% 증가하는 것으로 예측되었다. 총 냉방용량이 20%, 30% 감소한 경우 10% 감소한 값과 유사한 결과 값이 나타냄을 보였다.

Fig. 4.14는 각각의 서리성장 조건에서 실외온도 변화에 따른 냉방용량의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 증가할수록 고온측 증발기의 냉방용량은 감소하는 경향성을 갖는다. 이는 실외온도가 증가하면 고온측 증발기로 유입되는 냉매의 질량유량은 증가하지만 엔탈피차 감소율이 질량유량 증가율보다 냉방용량에 미

치는 영향이 크기 때문이다. 무착상 조건에서 실외온도가 25°C에서 35°C로 증가하였을 때 고온측 증발기의 냉방용량은 약 22.9% 감소하였으며, 기본조건에서 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 각각의 고온측 증발기의 냉방용량은 약 21%, 21.8%, 19.7%씩 감소하였다. 고온측 증발기의 경우 서리에 대한 영향이 낮아 냉방용량이 크게 차이가 나지 않지만 저온측 증발기의 경우 Fig. 4.14에서 볼 수 있듯이 서리성장에 따른 성능변화가 크게 나타난다. 실외온도가 30°C일 때 무착상 조건과 총 냉방용량이 30% 감소하였을 때의 냉방용량 차는 약 3.02 kW로 상대적으로 큰 차이를 갖는 것으로 나타났다. 또한, 실외온도가 증가할수록 저온측 증발기의 냉방용량은 증가하는데 이는 고온측 증발기의 경향성과 반대로 저온측 증발기로 유입되는 질량유량의 증가율이 엔탈피차 감소율보다 크기 때문이다. 따라서 무착상 조건에서 저온측 증발기의 냉방용량은 실외온도 10°C 증가하였을 때 약 0.6% 증가하였으며, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 저온측 증발기의 냉방용량은 각각 17.6%, 15.5%, 16.6%씩 증가하였다. 따라서 실외온도가 25°C에서 35°C로 증가할 때 고온측 증발기의 냉방용량 감소율이 저온측 증발기의 냉방용량 증가율보다 크게 나타나 총 냉방용량은 감소하는 것으로 나타났다. 실외온도 변화에 따른 무착상 조건에서의 총 냉방용량은 약 10.7% 감소하였으며, 착상조건에서 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 냉방용량의 변화 감소정도는 각각 3.1%, 6.3%, 6.9%로 나타났다.

실외온도 변화에 따른 압축기 소요동력 변화를 Fig. 4.15에 나타내었다. 실외온도가 증가할수록 고단 및 저단측 압축기의 질량유량 및 압력비 증가로 인해 압축기 소요동력은 증가한다. 무착상 조건에서 실외온도가 25°C에서 35°C로 증가하였을 때 고단 및 저단측 압축기 소요동력은 각각 19%와 2.2% 정도 증가하였다. 본 연구에서 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20% 30% 감소하였을 때의 압축기 소요동력은 무착상 조건일 때와 유사한 결과 값을 보이는데 이는 서리가 성장함에 따라 저온측 증발기 출구가 이상상태일 때 본 연구에서는 저단측 압축기 입구로 유입되

는 냉매의 상태는 포화상태로 가정하여 성능해석을 수행하였기 때문이다. 본 연구에서 실외온도가 증가함에 따라 총 압축기 소요동력은 약 15.8% 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.16은 실외온도 변화에 따른 성능계수(COP, coefficient of performance) 변화를 보여주고 있다. 모든 조건에서 실외온도가 증가함에 따라 성능계수는 감소하는데 이는 앞에서 설명한 것과 같이 총 냉방용량은 감소하고 압축기 소용동력은 증가하기 때문이다. 또한 무착상 조건과 서리성장에 따른 성능계수 값이 큰 차이를 보이는데 이는 저온측 증발기의 냉방용량에 의한 차에 주요하게 기인한다. 실외온도가 30°C일 때 무착상 조건과 총 냉방용량이 30% 감소하였을 때의 성능계수차는 약 0.42로 약 30% 정도 차이가 나는 것으로 나타났다. 실외온도가 25°C에서 35°C로 10°C 증가하였을 때 무착상 조건에서의 성능계수는 약 22.9% 감소하였으며, 서리성장에 의한 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 성능계수는 각각 16.1%, 18.9%, 19.4%씩 감소하는 것으로 예측되었다.

Fig. 4.17은 실외온도에 따른 질량유량비의 변화를 나타내었다. 질량유량비는 총 질량유량에서 각단의 질량유량을 나눈 값으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Mass flow rate ratio} = \frac{\dot{m}_{stage}}{\dot{m}_{total}} \quad (4-4)$$

실외온도가 증가할수록 모든 조건에서 중간 및 저단측의 질량유량이 증가하여 총 질량유량도 증가하는 것으로 나타났다. 무착상 조건에서 총 질량유량은 약 7.27% 증가하였으며, 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 질량유량은 각각 7.45%, 7.38%, 7.42%씩 증가하였다. 실외온도가 25°C에서 35°C로 2.5°C씩 증가하였을 때 중간단의 질량유량비의 경우 모든 조건에서 증가하지만 저단측의 질량유량비의 경우 감소하는 경향성을 나타냈다. 이는 실외온도가 증가할수

록 무착상 조건에서 저단측 질량유량은 약 4%, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 저단측 질량유량은 각각 2.5%, 2.76%, 2.1% 정도씩 증가하는 것에 반해 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 중간단 질량유량은 각각 8.7%, 9.75%, 9.54%, 9.4%씩 증가하였기 때문이다. 따라서 실외온도가 증가함에 따라 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 중간단의 질량유량비는 각각 1.35%, 2.14%, 2%, 1.9%씩 증가하였으며 저단측의 질량유량비는 3.1%, 4.56%, 4.3%, 4.05% 정도씩 감소하는 것으로 예측되었다.

앞선 실외온도에 따른 P-h 선도에서 압력비에 대한 언급을 하였지만 사이클에서 압력비는 중요한 변수임으로 Fig. 4.18에 실외온도에 따른 압력비 변화를 자세히 보여주었다. 본 연구에서는 실외온도가 증가함에 따라 고압단의 압력이 중간단 및 저압단의 압력보다 상대적으로 크게 증가하였다. 이에 따라 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 고단측 압축기의 압력비는 각각 16.9%, 16.8%, 16.8%, 16.9%씩 크게 증가함을 보였으며, 저단측 압축기의 압력비는 3.3%, 2.6%, 2.4%, 2.15% 정도씩 증가하는 것으로 예측되었다.

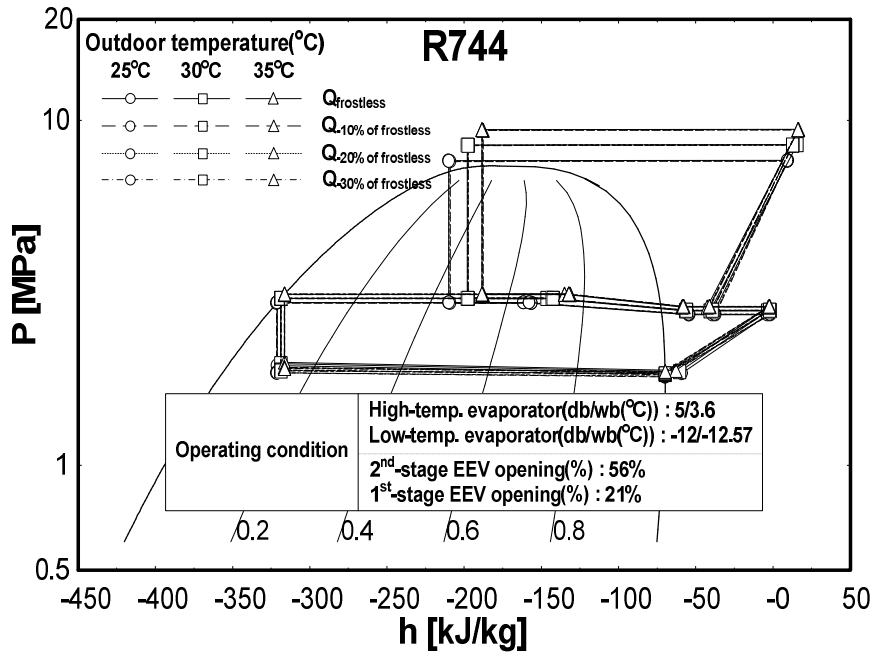


Fig. 4.13 Cycle variation with outdoor temperature on pressure-enthalpy diagram.

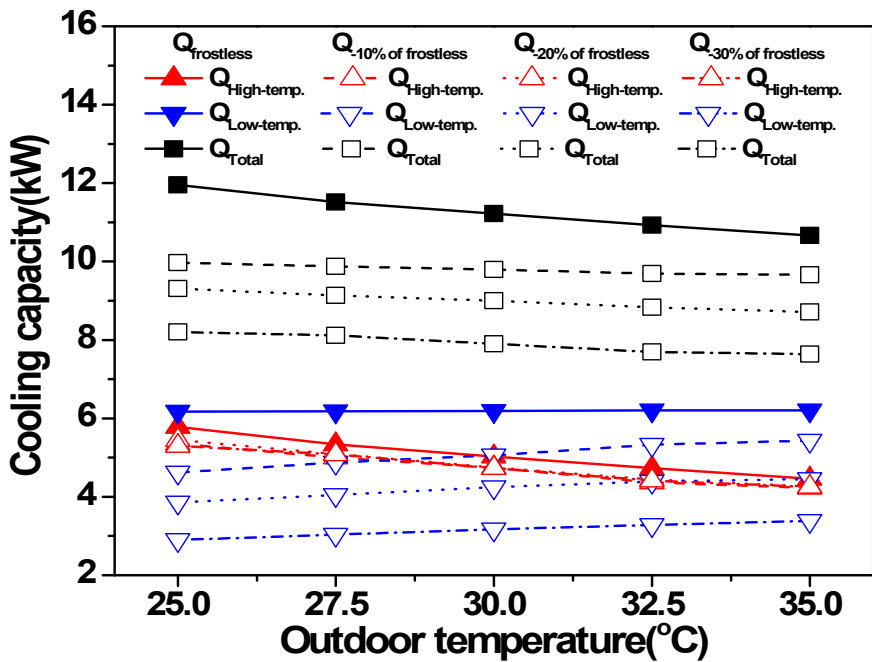


Fig. 4.14 Variation of cooling capacity with outdoor temperature.

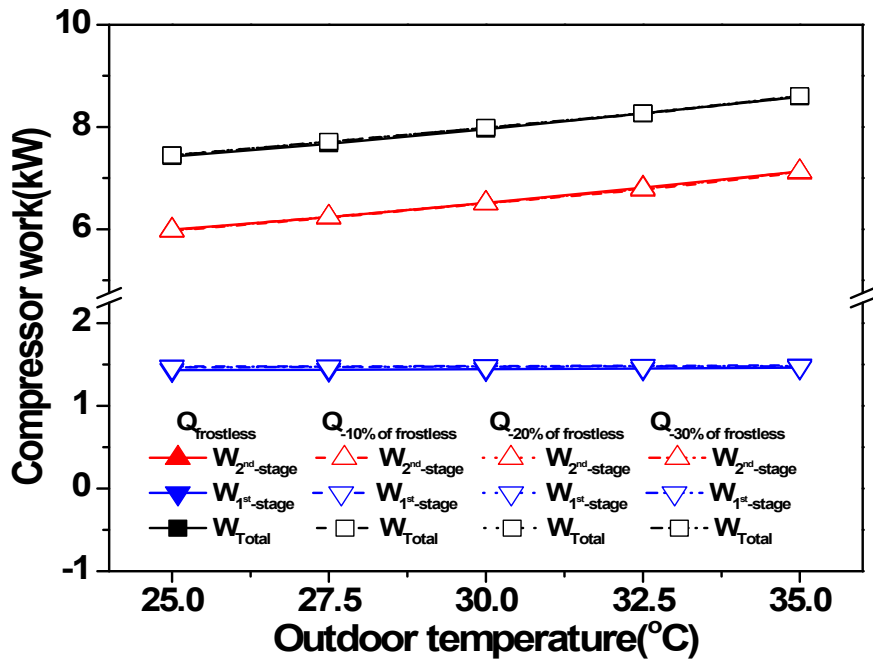


Fig. 4.15 Variation of compressor work with outdoor temperature.

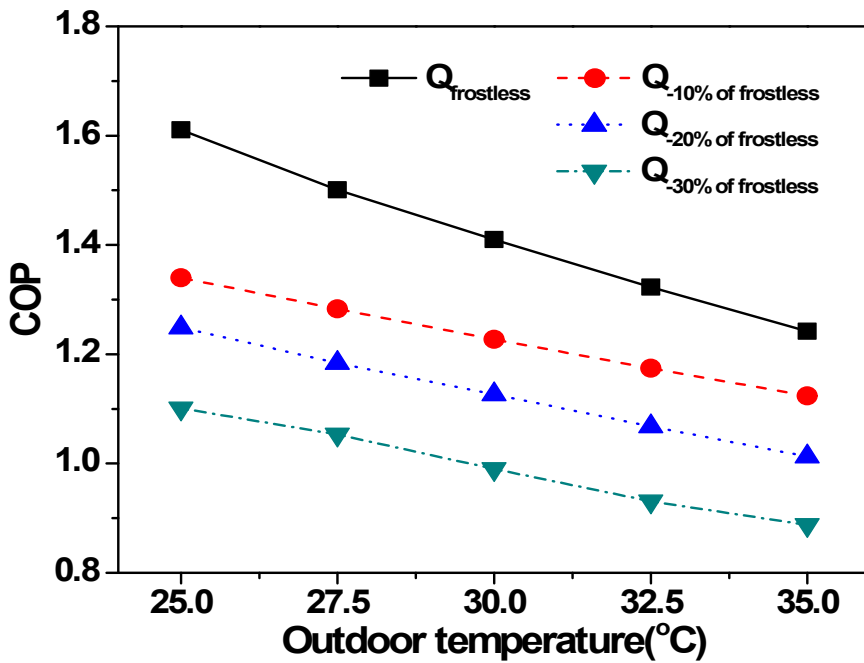


Fig. 4.16 Variation of COP with outdoor temperature.

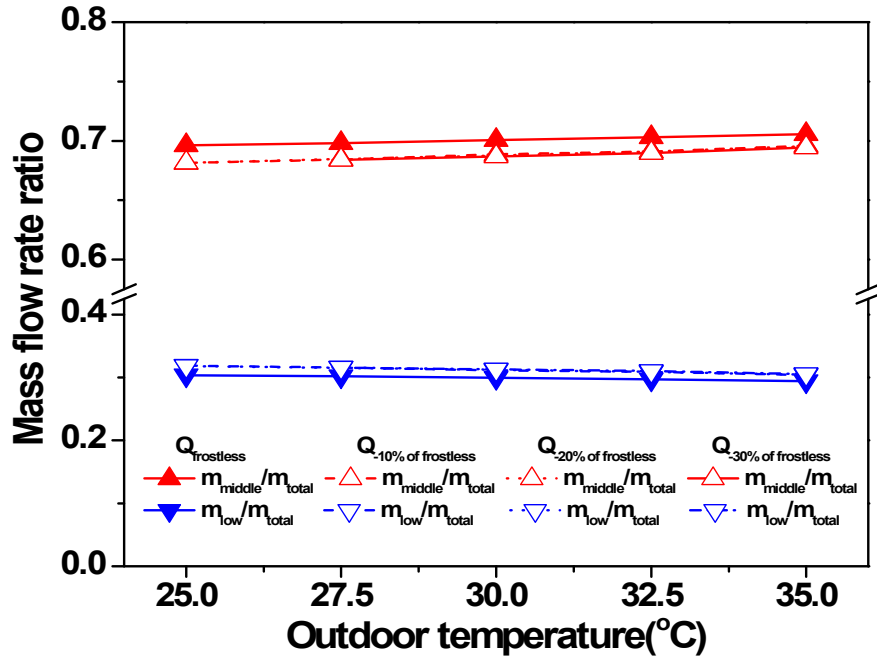


Fig. 4.17 Variation of mass flow rate ratio with outdoor temperature.

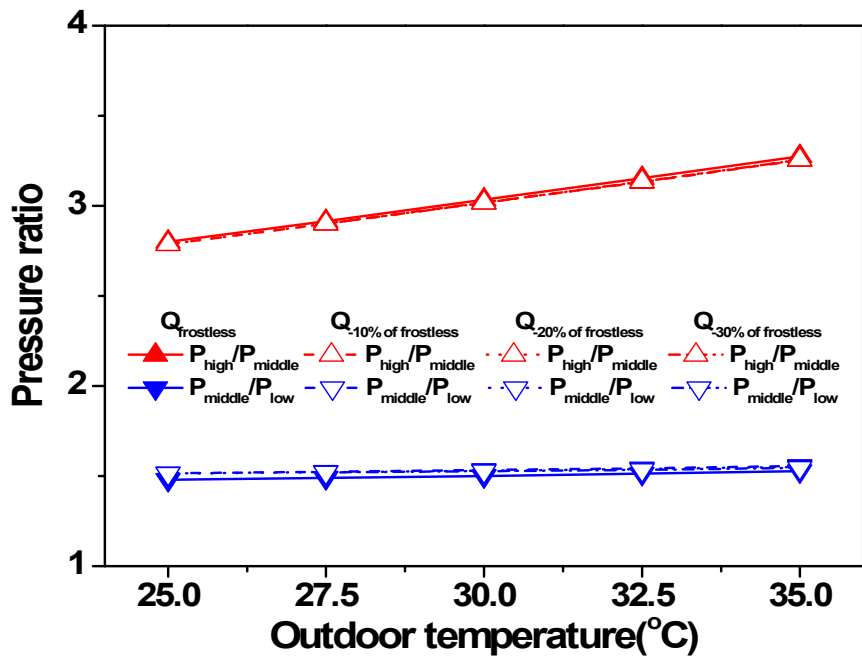


Fig. 4.18 Variation of pressure ratio with outdoor temperature.

3. 실외 공기의 풍속 변화에 따른 사이클 성능특성

가스쿨러 전면에서 실외 공기의 속도변화에 따른 사이클 변화를 Fig. 4.19의 P-h 선도로 나타내었다. 실외 공기풍속이 증가하면 압축기에서 토출된 뜨거운 냉매와의 열교환량이 증가하여 가스쿨러에서 토출되는 냉매의 온도는 감소하고 이에 시스템의 냉방용량은 증가하게 된다. 이와 동시에 압축기 토출압력이 낮아져 압력비 감소로 인해 압축기 소요동력도 감소하게 된다. 무착상 조건에서 실외 공기의 풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 2 m/s 증가하였을 때 가스쿨러 출구온도 및 압력은 각각 2.73°C, 604 kPa 정도 감소하는 것으로 나타났다. 기본조건에서 서리성장에 의한 총 냉방용량이 10% 감소한 사이클의 경우 가스쿨러 출구온도 및 압력은 2.67°C와 558 kPa, 20% 감소한 사이클의 경우 2.72°C와 586 kPa, 30% 감소한 사이클의 경우 각각 2.74°C, 612 kPa 정도 감소하는 것으로 예측되었다. 가스쿨러 출구의 온도 및 압력이 감소함에 따라 고온 및 저온측 증발기에 들어가는 냉매의 온도와 압력은 감소하게 된다. 무착상 조건의 경우 고온측 증발기에 들어가는 온도, 압력 및 건도 값은 각각 0.71°C, 60 kPa, 0.03 감소하였으며 저온측 증발기는 0.25°C, 15 kPa, 0.004 감소하였다. 또한 서리성장에 따른 다른 조건에서의 총 냉방용량 변화도 무착상 조건과 비슷한 경향성으로 감소하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 4.20은 실외 공기풍속에 따른 고온 및 저온측 증발기의 냉방용량 변화를 보여주고 있다. 실외 공기풍속이 증가함에 따라 고온측 증발기의 냉방용량은 증가하는 것을 볼 수 있다. 실외 공기의 풍속이 증가하면 사이클에서 유동하는 냉매의 질량유량은 감소하지만 Fig. 4.19에서 볼 수 있듯이 고온측 증발기로 유입되는 냉매의 온도와 압력이 감소함에 따라 실내 공기측과의 온도차가 커짐으로서 고온측 증발기의 입출구 엔탈피차가 증가하게 된다. 본 연구에서는 실외 공기풍속이 증가함에 따라 고온측 증발기의 질량유량 감소율보다 엔탈피차 증가율이 커 냉방용량이 증가하는 것으로 나타났다. 무착상 조건에서 실외 공기풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로

증가하였을 때 고온측 증발기의 냉방용량은 약 8.8% 증가하였으며 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소한 사이클의 경우 각각 15.2%, 9.2%, 7.8%씩 증가하는 것으로 예측되었다. 반면 저온측 증발기의 냉방용량의 경우 질량유량 감소율이 엔탈피차 증가율보다 냉방용량에 미치는 영향이 커 풍속증가에 따라 감소하는 경향을 보였다. 무착상 조건의 경우 냉방용량이 0.3% 감소하였으며, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소한 사이클의 경우 각각 4.6%, 5.3%, 6.3% 정도 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한 실외 공기풍속이 증가함에 따라 총 4가지 조건의 냉방용량 차이는 평균 1 kW정도 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 따라서 총 냉방용량은 저온측 증발기의 냉방용량 감소율보다 고온측 증발기의 냉방용량 증가율이 크기 때문에 풍량이 증가함에 함께 증가하는 것으로 나타났다. 무착상 조건에서의 총 냉방용량은 풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 증가하였을 때 약 9% 증가하였으며, 기본 조건에서 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 냉방용량 변화는 각각 9.2%, 7.0%, 7.1%씩 증가하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4.21은 실외 공기풍속에 따른 압축기 소요동력 변화를 보여주고 있다. 실외 공기풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 증가함에 따라 고단 및 저단측 압축기 소요동력은 각각 평균 5.8%와 0.76%씩 감소하는 경향성이 나타났다. 이는 고단 및 저단측 압축기의 압력비와 질량유량이 감소하기 때문이다. 무착상 조건에서 실외 공기풍속이 증가함에 따라 고단 및 저단측 압축기 질량유량은 약 2.4%와 1.3%씩 감소하는 것으로 나타났다. 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소한 사이클의 고단측 압축기 질량유량의 경우 각각 1.7%, 2.2%, 2.6% 정도, 저단측 압축기 질량유량의 경우 각각 0.5%, 0.8%, 1% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 모든 조건에서 실외 공기풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 증가하였을 때 총 압축기 소요동력은 약 5% 정도 감소하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4.22는 실외 공기풍속에 따른 성능계수 변화를 보여주고 있다. 실외 공기풍속이 증가함에 따라 주어진 4가지 조건 모두 성능계수가 증가하는 경향성을 보인

다. 이는 총 압축기 소요동력 감소율에 비해 냉방용량 증가율이 크게 나타났기 때문이다. 실외 공기풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 2 m/s 증가하였을 때 무착상 조건에서의 COP는 약 9% 증가하였으며, 서리성장에 의한 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 COP는 각각 9.2%, 7%, 7.1%씩 증가하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4.23은 실외 공기풍속에 따른 질량유량비 변화를 나타내었다. 실외 공기풍속이 1.5 m/s에서 3.5 m/s로 증가할 때 모든 조건에서 중간 및 저단측의 질량유량이 감소하는 것으로 나타났다. 중간단의 경우 무착상 및 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 질량유량은 각각 2.9%, 2.25%, 2.79%, 3.3%씩 감소하였으며 저단의 경우 1.32%, 0.5%, 0.76%, 1% 정도씩 감소함을 보였다. 이에 따라 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 질량유량은 각각 2.41%, 1.72%, 2.16%, 2.6%씩 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 실외 풍속이 증가함에 따른 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 중간단의 질량유량비는 각각 0.47%, 0.54%, 0.64%, 0.74%씩 감소하였으며, 저단측의 질량유량비는 1.1%, 1.2%, 1.4%, 1.6% 정도 증가하는 것으로 예측되었다.

Fig. 24는 실외 공기풍속에 따른 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클에서 고단 및 저단측 압축기의 압력비 변화를 보여주고 있다. 고단 및 저단측 압축기의 압력비는 무착상 조건에서 실외 공기풍속이 증가함에 따라 각각 5.1%, 1.2% 감소하였으며, 총 냉방용량이 10% 감소하였을 때의 경우 약 5%, 0.82%씩 감소하였다. 또한 20% 감소한 사이클의 고단 및 저단측 압축기의 압력비 경우 약 5.1%, 0.74% 감소하였으며, 30% 감소한 사이클의 경우 5.2%, 0.8% 감소하는 것으로 나타났다.

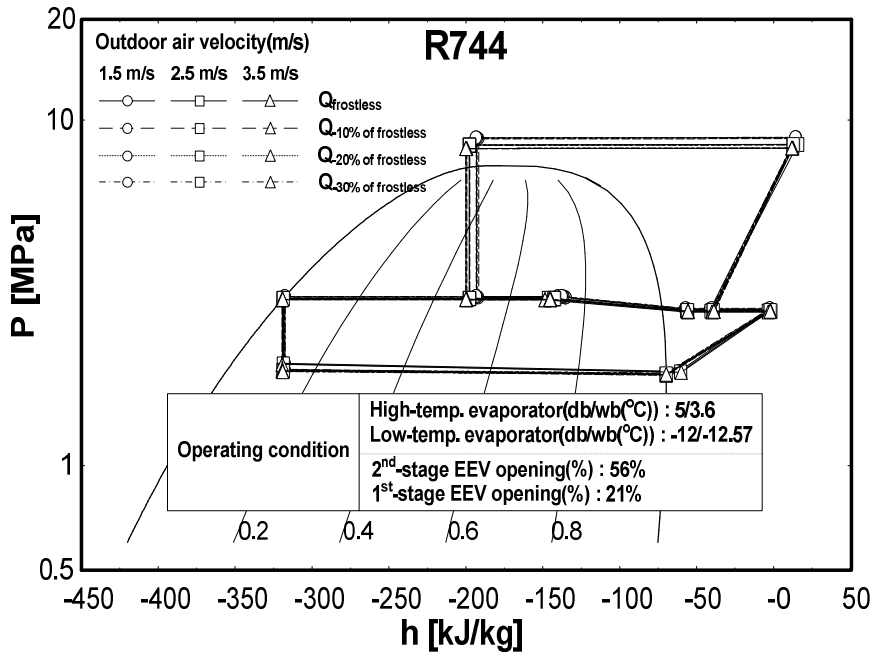


Fig. 4.19 Cycle variation with outdoor air velocity on pressure-enthalpy diagram.

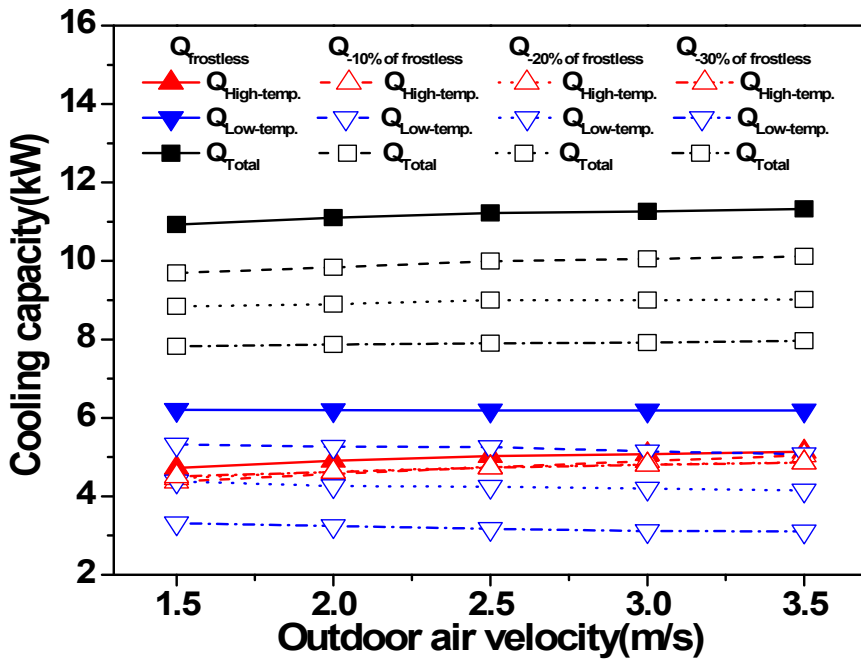


Fig. 4.20 Variation of cooling capacity with outdoor air velocity.

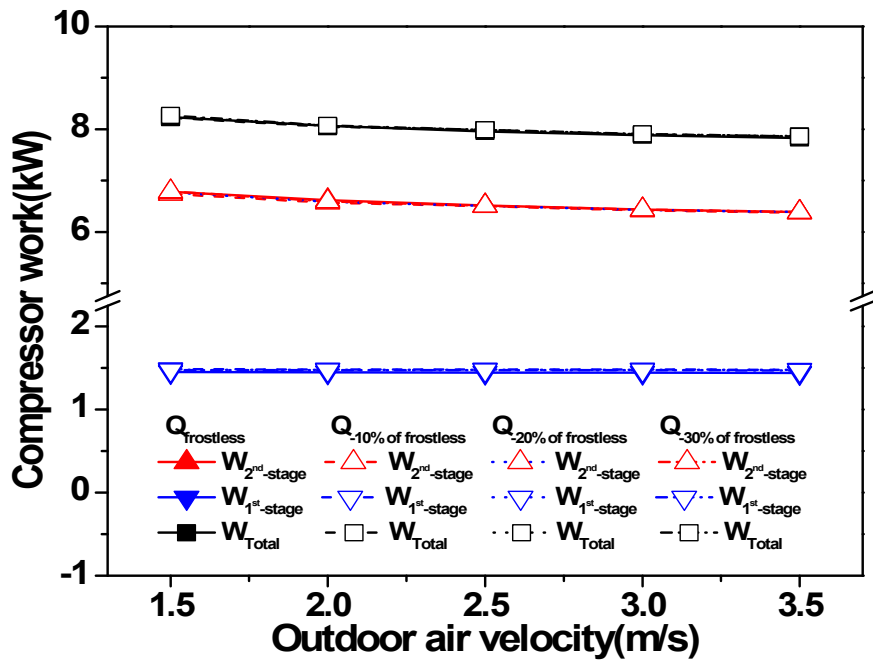


Fig. 4.21 Variation of compressor work with outdoor air velocity.

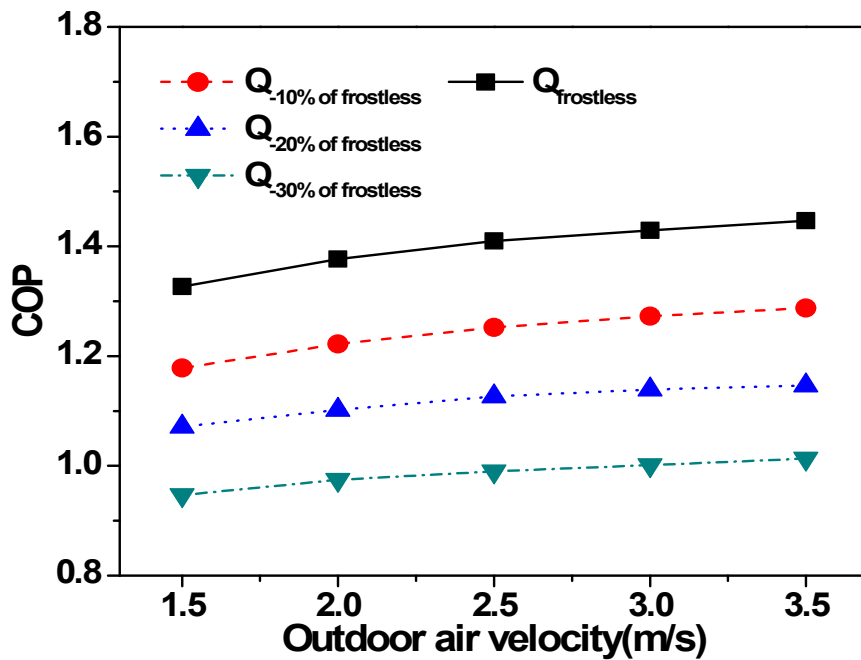


Fig. 4.22 Variation of COP with outdoor air velocity.

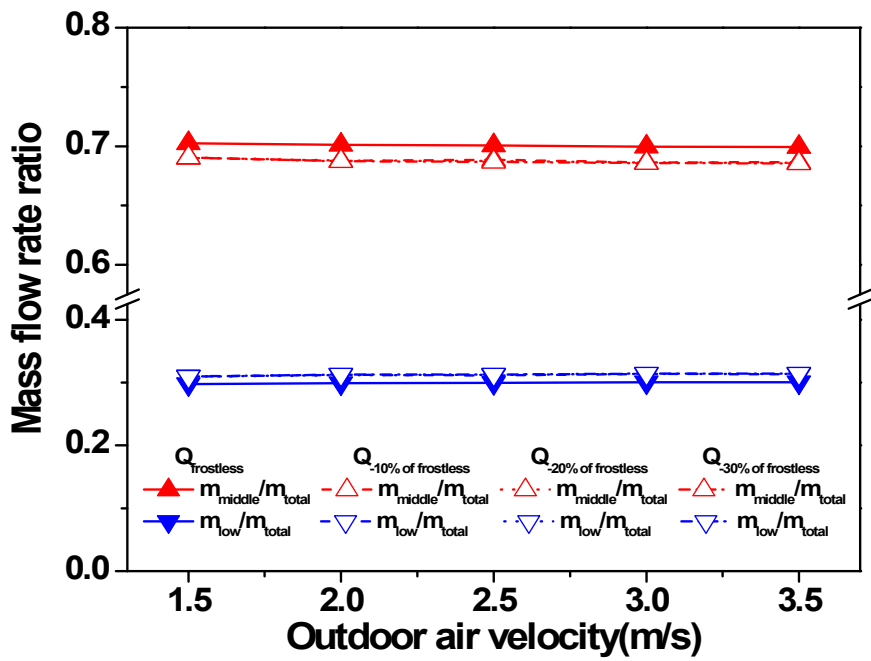


Fig. 4.23 Variation of mass flow rate ratio with outdoor air velocity.

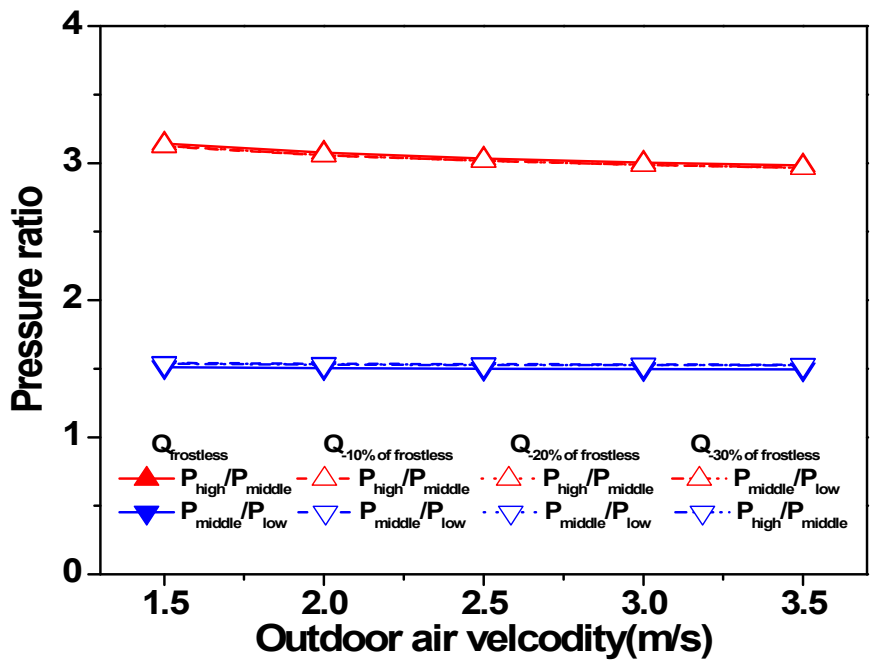


Fig. 4.24 Variation of pressure rate ratio with outdoor air velocity.

4. 고단측 EEV 개도 변화에 따른 사이클 성능특성

Fig. 4.25는 저단측 EEV 개도를 21%을 고정된 상태에서 고단측 EEV 개도에 따른 이단압축 이산화탄소 사이클 변화를 P-h 선도에 나타내었다. 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 가스쿨러에서 고단측 EEV로 유입되는 질량유량은 증가하고 고단의 압력은 감소하게 된다. 반면 고온 및 저온측 증발기로 유입되는 냉매의 온도와 압력은 증가하게 된다. 본 연구에서 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 무착상 조건에서의 고온 및 저온측 증발기로 유입되는 냉매의 온도, 압력 및 건도는 각각 1.07°C, 88 kPa, 0.124와 0.43°C, 26 kPa, 0.001 증가하는 것으로 나타났다. 기본조건에서 서리성장에 의한 총 냉방용량이 10% 감소한 사이클의 경우 고온 및 저온측 증발기로 유입되는 냉매의 온도, 압력 및 건도는 각각 0.95°C, 78 kPa, 0.126과 0.54°C, 32 kPa, 0.004 증가하였으며, 20%, 30% 감소한 사이클도 10% 감소한 사이클과 거의 유사한 결과 값이 나타났다.

Fig. 4.26은 고단측 EEV 개도에 따른 냉방용량 변화를 각각의 조건에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 고온측 증발기의 냉방용량은 감소한다. 고단측 EEV 개도가 증가하면 고온측 증발기에 유입되는 냉매의 질량유량은 증가하지만 증발기 입출구의 냉매의 엔탈피차가 크게 감소함에 따라 냉방용량은 감소하는 것으로 판단된다. 무착상 조건에서 고온측 증발기의 냉방용량은 약 26.6%, 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소한 사이클의 경우 각각 28.1%, 27.6%, 28% 정도 감소하였다. 저온측 증발기의 냉방용량의 경우 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 무착상 조건인 경우 약 6.12 kW로 일정한 값을 보였다. 이는 저온측 증발기로 유입되는 냉매의 질량유량은 증가하지만 입출구의 냉매의 엔탈피차가 감소하기 때문이다. 반면 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10% 감소하는 사이클의 경우 고단측 EEV 개도가 60%일 때 5.27 kW, 20%, 30% 감소하는 사이클의 경우 EEV 개도가 56%에서 각각 4.25 kW, 3.17 kW로 저온측 증발기에서

의 최대의 냉방용량을 나타냈다. 이는 저온측 증발기의 냉매가 이상상태로 토출되었을 때 본 연구에서 저단측 압축기 입구를 포화상태량으로 가정함으로써 엔탈피 감소율이 줄어들어 이와 같은 현상이 나타나는 것으로 사료된다. 따라서 고단측 EEV 개도가 48%에서 64% 증가하였을 때 무착상 조건에서 저온측 증발기의 총 냉방용량은 약 12.3% 감소하였으며 총 냉방용량이 10% 감소한 사이클의 경우 52%에서 최대 냉방용량인 10.06 kW가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

고단측 EEV 개도에 따른 고단 및 저단측 압축기 소요동력 변화를 Fig. 4.27에 나타내었다. 주어진 4가지 운전조건에서 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 고단측 압축기의 압력비는 평균 9.2% 감소하였으며, 저단측 압축기의 압력비는 약 2% 증가하였다. 반면 질량유량의 경우 고단 및 저단측 압축기는 각각 평균 4.7%와 1.4% 증가하였다. 따라서 고단측 EEV 48%에서 10% 증가하였을 때 고단측 압축기 소요동력은 평균 5.1% 감소하였으며, 저단측 압축기 소요동력은 약 1.1% 증가하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 고단측 EEV 개도 증가에 따른 총 압축기 소요동력은 4% 정도 감소하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4.28은 고단측 EEV 개도가 48%에서 64% 증가함에 따른 성능계수 변화를 보여주고 있다. Fig. 4.26과 4.27에서 설명한 바와 같이 무착상 조건에서 총 냉방용량의 감소율이 압축기 소요동력의 감소율보다 커 고단측 EEV 개도 변화에 따라 COP는 8.8% 감소하는 것으로 나타났다. 또한 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 감소한 사이클은 고단측 EEV 개도가 56%일 때 각각 1.252와 1.127의 최대 성능계수 값을 가지며, 30% 감소한 사이클의 경우 52%에서 1.003의 최대 성능계수 값이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.29는 고단측 EEV 개도에 따른 중간 및 저단측 질량유량비 변화를 나타내었다. 고단측 EEV 개도가 증가하면 중간 및 저단측 질량유량이 증가하여 무착상 및 서리성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 질량유량은 각각 4.7%, 4.8%, 4.7%, 4.67%씩 증가함을 보였다. 이에 따라 무착상일 때 중간단의

질량유량비는 1.2% 증가하였으며, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 중간단의 질량유량비는 각각 1.65%, 1.59%, 1.56% 정도씩 증가하는 것으로 나타났다. 반면 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 저단측 질량유량비는 감소하는 경향성을 보이는데 이는 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 저단측 질량유량은 각각 1.87%, 1.14%, 1.18%, 1.2%씩 증가하지만 총 냉방용량 증가율에 비해 낮기 때문에 감소하는 경향성을 보이는 것으로 판단된다. 본 연구에서 무착상 및 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 저단측 질량유량비는 각각 2.7%, 3.5%, 3.38%, 3.3% 정도씩 감소하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4.30은 고단측 EEV 개도에 따른 고단 및 저단측 압축기의 압력비 변화를 보여주고 있다. 고단측 EEV 개도가 증가함에 따라 압축기의 압력비는 고단측 압축기의 경우 감소하는 반면 저단측 압축기는 증가하는 경향을 보인다. 이는 고단측 EEV 개도가 48%에서 64%로 증가함에 따라 고압단의 압력은 감소하는 반면 중간단과 저단의 압력이 증가하기 때문이다. 특히, 중간단 압력의 경우 저단의 압력보다 무착상일 경우 63 kPa, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 경우 평균 67 kPa 크게 증가하였다. 따라서 주어진 4가지 조건에서 고단측 압축기의 압력비는 평균 9.3% 감소하는 것으로 예측되었으며, 이때 저단측 압축기의 압력비는 약 2% 증가하는 것으로 나타났다.

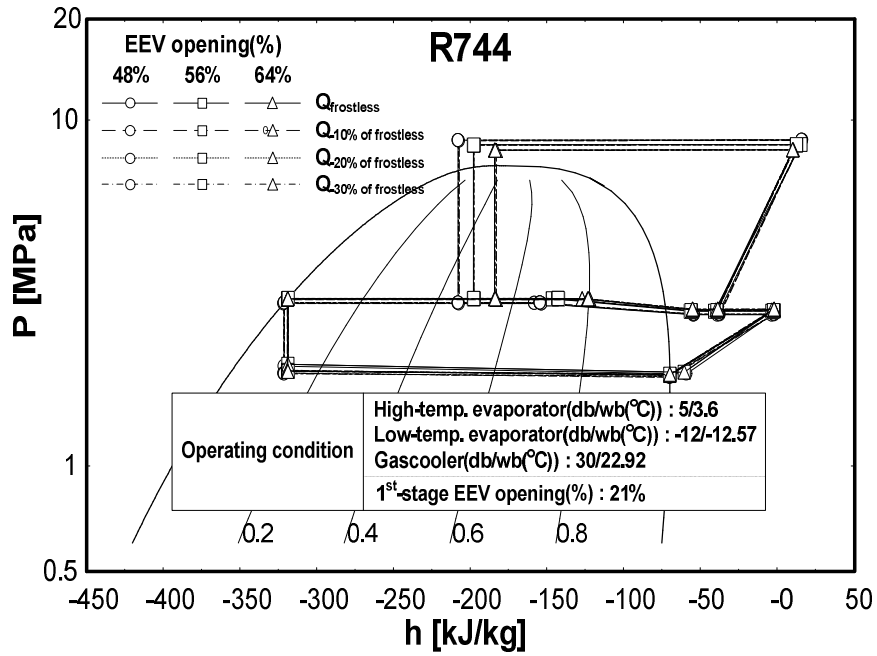


Fig. 4.25 Cycle variation with 2nd-stage EEV opening on pressure-enthalpy diagram.

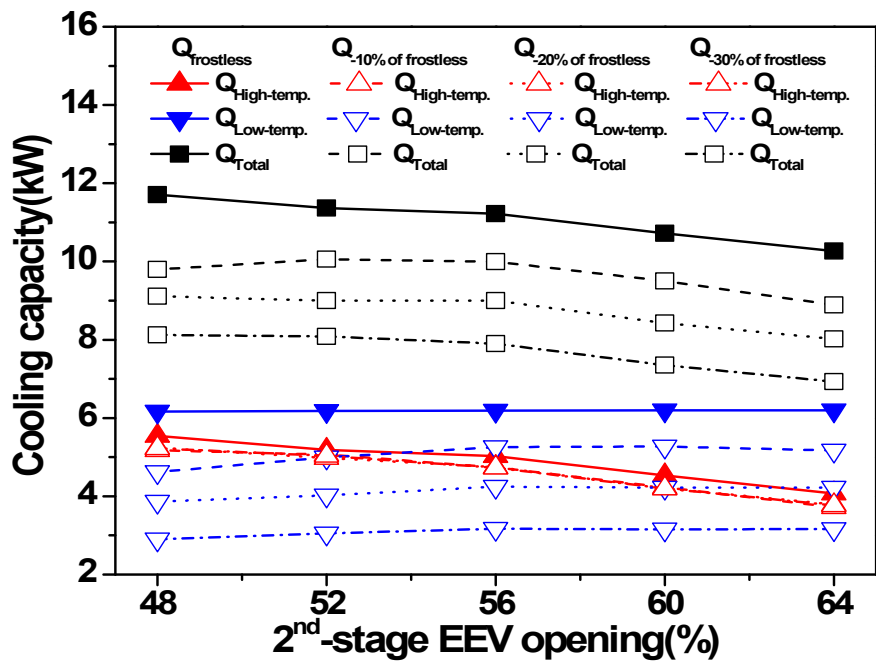


Fig. 4.26 Variation of cooling capacity with 2nd-stage EEV opening.

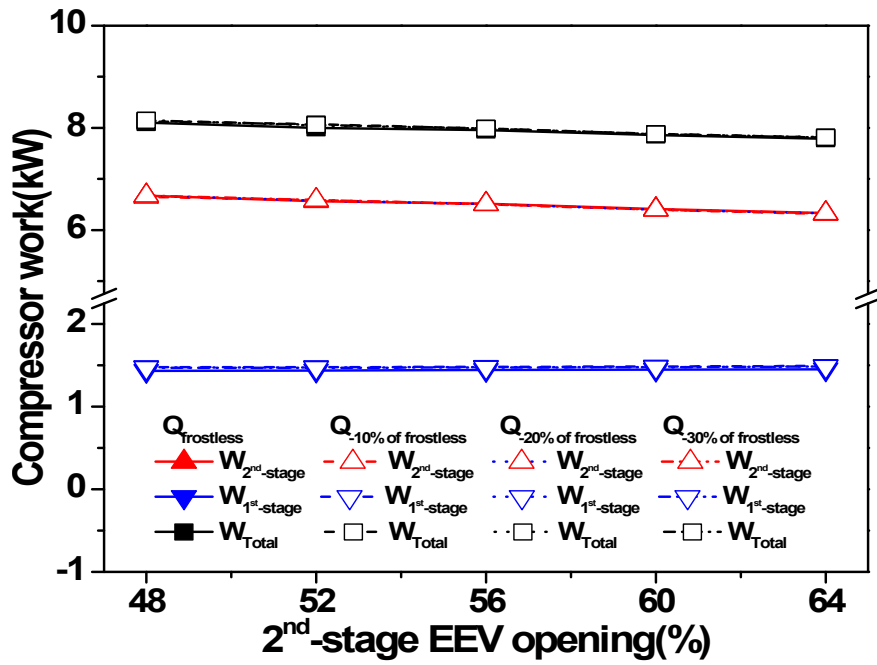


Fig. 4.27 Variation of compressor work with 2nd-stage EEV opening.

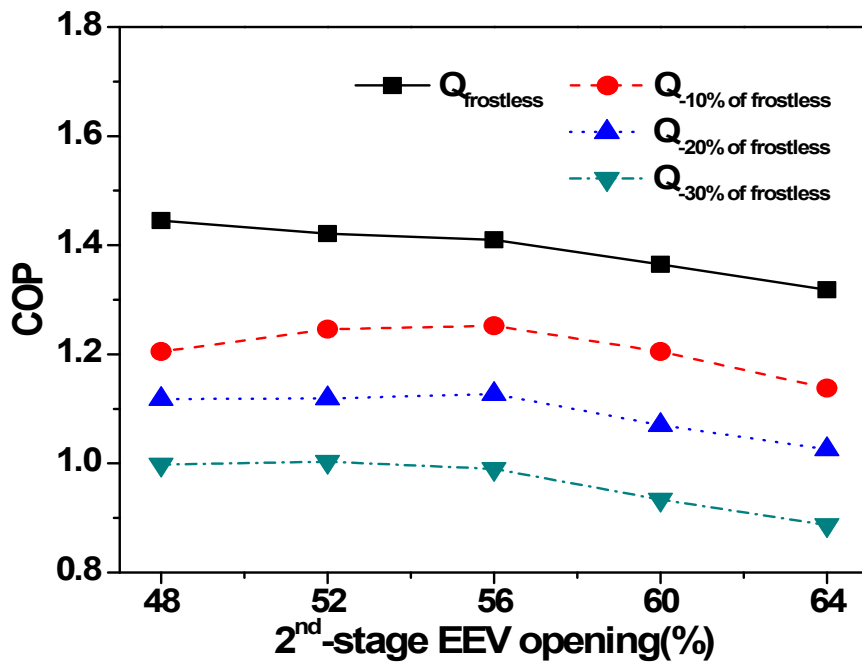


Fig. 4.28 Variation of COP with 2nd-stage EEV opening.

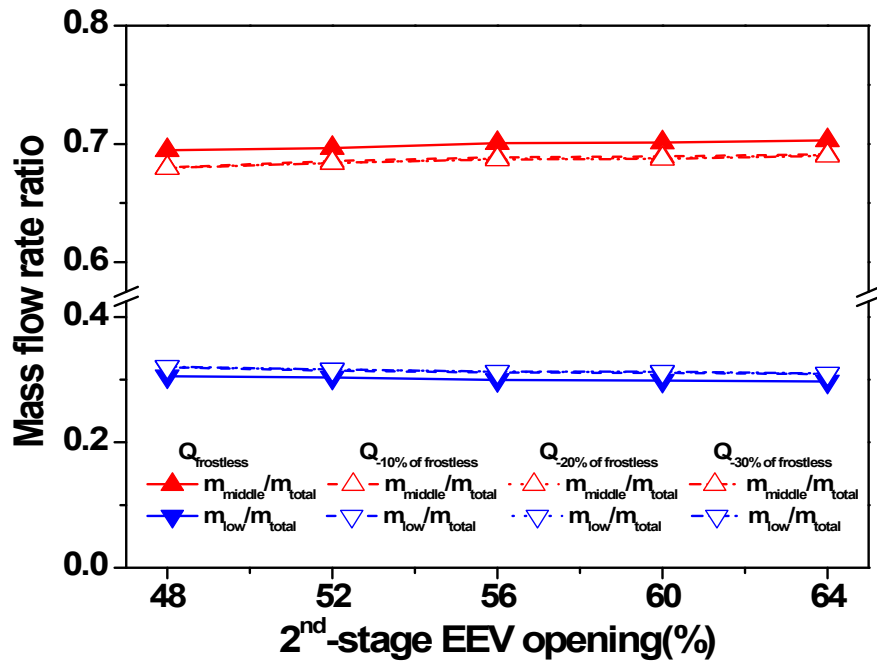


Fig. 4.29 Variation of mass flow rate ratio with 2nd-stage EEV opening.

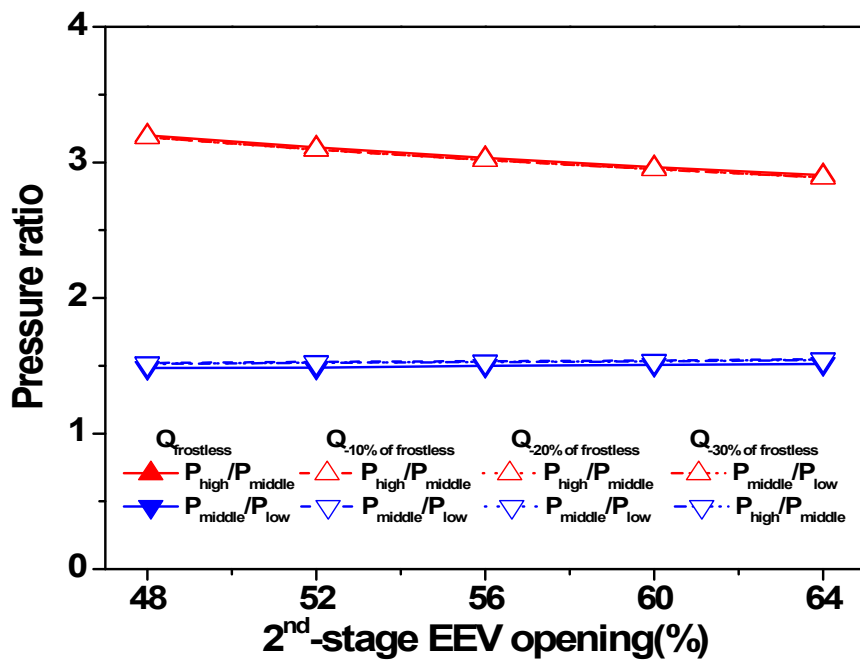


Fig. 4.30 Variation of pressure ratio with 2nd-stage EEV opening.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 서리성장 조건에서 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 냉동사이클의 구성요소를 EES(engineering equation solver) 프로그램을 통하여 모델링한 후 여러 가지 운전조건 변화에 따른 성능을 예측하였다. 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

우선 서리성장에 따른 증발기의 성능특성 고찰 및 해석 결과의 검증을 위하여 본 연구에서 설계한 증발기에 Xia and Jacobi(2010)가 제안한 조건과 동일하게 운전조건을 적용하여 해석을 수행한 결과 서리가 성장하는 시간이 경과함에 따라 본 연구에서 설계한 모델과 #2의 냉방용량은 각각 27.9%, 21.8% 감소하였으며, 냉방용량 감소율 및 경향성이 비슷하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 또한 Moallem 등(2012)의 실험값과 비교·검증을 실시하였으며 비교 결과, 거의 유사한 표면온도에서는 시간이 경과함에 거의 유사한 경향과 크기의 서리가 성장함을 나타내었고 시간이 15분 경과하였을 때 서리층 표면온도가 -9°C 인 Moallem 등(2012)의 냉방용량비는 약 38.5% 감소한 반면 본 연구에서 설계한 모델의 경우 서리층 표면 온도가 -19°C 이고 시간이 10분 경과하였을 때 냉방용량비는 약 45.5% 감소함을 예측하여서 시간에 따른 서리성장의 경향성이나 용량감소 정도가 거의 유사함을 나타내었다.

검증된 증발기를 이용하여 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클의 성능특성을 파악하기 위해서 실외온도, 실외 공기풍속 및 고단축 EEV 개도를 변화시켜가며 성능예측을 수행하였다. 실외온도 변화에 따른 무착상 조건에서의 총 냉방용량은 약 10.7% 감소하였으며, 착상조건에서 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 냉방용량의 변화 감소정도는 각각 3.1%, 6.3%, 6.9%로 나타났다. 또한, 모든 조건에서 총 압축기 소요동력은 약 15.8% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 무착상 조건에서의 성능계수는 약 22.9% 감소하였으며, 서리

성장에 의한 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 성능계수는 각각 16.1%, 18.9%, 19.4%씩 감소하는 것으로 예측하였다. 실외측 공기 풍속에 따른 무착상 조건에서의 총 냉방용량은 약 9% 증가하였으며, 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 총 냉방용량 변화는 각각 9.2%, 7%, 7.1%씩 증가하는 것으로 나타났다. 반면 압축기 소요동력의 경우 모든 조건에서 총 압축기 소요동력은 약 5% 정도 감소하는 하는 것으로 나타났으며 이에 따라 무착상 조건에서의 성능계수는 약 9% 증가하였으며, 서리성장에 의한 총 냉방용량이 10%, 20%, 30% 감소하였을 때의 성능계수는 각각 9.2%, 7%, 7.1%씩 증가하는 것으로 예측하였다. 고단축 EEV 개도가 48%에서 64% 증가하였을 때 무착상 조건에서 저온측 증발기의 총 냉방용량은 약 12.3% 감소하였으며 총 냉방용량이 10% 감소한 사이클의 경우 52%에서 최대 냉방용량인 10.06 kW가 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 또한 모든 조건에서의 총 압축기 소요동력의 경우 4% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 서리 성장에 따른 총 냉방용량이 10%, 20%, 감소한 사이클은 고단축 EEV 개도가 56%일 때 각각 1.252와 1.127의 최대 성능계수 값을 가지며, 30% 감소한 사이클의 경우 52%에서 1.003의 최대 성능계수 값이 나타나는 것으로 예측하였다.

본 연구에서 설계한 두 개의 다른 증발온도를 가지는 이단압축 이산화탄소 사이클은 기본조건에서 시간이 440초 경과하였을 때 총 냉방용량이 30% 감소함을 보여 시스템 성능을 유지를 위한 제상운전 시간을 예측하였으며, 여러 운전조건에 따른 사이클 성능특성이 기존 사이클과 유사한 경향성을 가짐으로서 이단압축 이산화탄소 사이클의 신뢰성 있는 기초성능데이터를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

REFERENCE

Agrawal, N., Bhattacharyya, S., Sarkar, J., 2007, Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles, *Int. Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 180-187.

ANSI/ARI Standard 540-1999, 1999, Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units, Air-Conditioning & Refrigerant Institute, Arlington, VA.

Baek, J. S., Groll E. A., Lawless, P. B., 2002, Effect of pressure ratios across compressors on the performance of the transcritical CO₂ cycle with two-stage compression and intercooling, In: *Proceedings of Compressor Engineering Conference at Purdue, USA*, R11-7.

Baek, J. S., Groll E. A., Lawless, P. B., 2005, Piston-cylinder work producing expansion device in a carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 141-151.

Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., Zilio, C., 2009, Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 32, 1058-1067.

Chen, Y. and Gu, J., 2005, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*,

Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.

Cheng, L., Ribatski, G., Quiben, J. M., Thome, J. R., 2008, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I-A two-stage flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 111-124.

Cheng, L., Ribatski, G., Thome, J. R., 2008, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II-An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 125-135.

Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L., Thome, J. R., 2006, New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 4082-4094.

Cho, H., Lee, H., Kim, Y., 2006, Experimental Study on the Cooling Performance Improvement of a Two-stage Compression CO₂ cycle, *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 18, No. 10, pp. 835-841.

Churchill, S. W., 1977, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *Chemical Engineering*, Vol. 7, pp. 91-92.

Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Journal of Chemistry Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.

Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 239-245.

Hubacher, B., Groll E. A., 2003, Performance measurements of a hermetic, two-stage carbon dioxide compressor, 21th IIR International Congress of Refrigeration at Washington, D.C., USA, ICR0029.

Huff, H., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical CO₂ cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guang-zhou, pp. 143-149.

Hwang, Y., Celik, A., Radermacher, R., 2004, Performance of CO₂ cycles with a two-stage compressor, *Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA*, R105.

Hwang, Y. W., Kim, O. J., 2007, Experimental Study on the CO₂ Flow through Electronic Expansion Valves, *Proceeding of the SAREK*, pp. 1237-1241.

Kim, H. J., Nam, B. Y., Ahn, J. M., 2006, Performance Analysis of Scroll Expander-Compressor Unit for CO₂ Transcritical Cycles, *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 434-442.

Kim, M. H., Bullard, C. W., 2001, Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system, *Energy*, Vol. 26, pp. 931-948.

Kim, M. H., Bullard, C. W., 2002, Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 390-400.

Kim, M. H., Petersen, J., Bullard, C. W., 2004, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30, pp. 119-174.

Kim, S., Kim, M., 2002, Experiment and simulation on the performance of an aut cascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 8, pp. 1093-1101.

Kobayashi, M., 2008, CO₂ heat pump heating and water heater system for cold area, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.

Moallem, E., Padhmanabhan, S., Cremaschi, L., Fisher, D. E., 2012, Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 35, pp. 171-186.

Mori, H., Yoshida, S., Ohishi, K., Kokimoto, Y., 2000, Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes, in: *Proceedings of the 3rd European Thermal Sciences Conference*, pp. 839-844.

Myers, R. J., 1967, *The Effect of Dehumidification on the Air-Side Heat Transfer*

Coefficient for a Finned-Tube Coil, M. S. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis.

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2004, Optimization of a transcritical CO₂ cycle for simultaneous cooling and heating applications, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838.

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2006, Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 5, pp. 735-743.

Sawalha, S., 2008, Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part I: modeling simulation and optimization of two system solutions, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 31, No. 3, pp. 516-524.

Stene, J., 2005, Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1259-1265.

Xia, Y., Jacobi, A. M., 2010, A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louver-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 321-333.

Yun, R., Kim, Y., Kim, Y., 2009, Air side heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3014-3020.